

VŠB Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh planetového děliče momentu do redukce nákladního automobilu

Design of a planetary torque divider for a gear reduction of a truck

Student:

Bc. Petr Havlík

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

plné jméno studenta

Havlík Petr
Mládežnická 826
Kunovice 686 04

Anotace diplomové práce

Havlík, P. *Návrh planetového děliče momentu do redukce nákladního automobilu.*
Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 70 stran. Diplomová práce, vedoucí prof. Dr. Ing. Němček, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem planetového děliče momentu do přídatné převodovky nákladního automobilu ve třech variantách s poměry dělení 2,0; 1,6 2,5. V úvodní části diplomové práce je uveden přehled typů momentových děličů. Hlavním úkolem je pak provést geometrickou a pevnostní kontrolu všech částí děliče. Dále jsou navrženy a zkontrolovány hřídele s ložisky. V příložené výkresové dokumentaci je zpracován konstrukční návrh planetového děliče.

Annotation of thesis

Havlík, P. *Design of a Planetary Torque Divider for a Gear Reduction of a Truck.*
Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2009, 70 p.
Thesis, head prof. Dr. Ing. Němček, M.

The thesis is engaged in design of a planetary torque divider for a gear reduction of a truck in three variants with division ratio 2,0; 1,6; 2,5. In the introductory part of the thesis is given an overview of the types of torque divider. The main task is to implement the geometric and the strength check of all parts of divider. In the next part have been designed and checked a shaft with bearings. In the accompanying drawings documentation is processed design of a planetary divider.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	3
1 ÚVOD	8
2 ZADÁNÍ A POPIS DIPLOMOVÉ PRÁCE	10
2.1 Cíle diplomové práce	11
2.2 Popis koncepce řešení	11
3 TYPY A FUNKCE DIFERENCIÁLŮ V HNACÍM ÚSTROJÍ VOZIDEL	13
3.1 Kuželový diferenciál	14
3.2 Čelní diferenciál	15
3.3 Diferenciály s mechanickou uzávěrkou	15
3.4 Samosvorné diferenciály	16
3.4.1 Diferenciál Torsen	17
3.4.2 Vačkový diferenciál	18
3.4.3 Samosvorný diferenciál s viskózní spojkou	18
3.4.4 Automatický diferenciál ASD	19
4 GEOMETRIE OZUBENÍ DIFERENCIÁLU	20
4.1 Kinematický rozbor	20
4.2 Návrh počtu zubů	22
4.3 Podmínka souososti	22
4.4 Kontrola smontovatelnosti	23
4.5 Kontrola kolize satelitů	24
4.6 Výpočet geometrie ozubení	24
4.6.1 Vstupní parametry pro výpočet geometrie ozubení	24
4.6.2 Výstupy z výpočtu geometrie ozubení	27
5 VÝPOČET ZATÍŽENÍ DIFERENCIÁLU	28
5.1 Výpočet krouticího momentu od motoru na hnací člen	28
5.2 Výpočet krouticího momentu na hnací člen daný adhezním omezením	29
5.3 Stanovení vstupního výpočtového momentu na hnací člen	30
6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ DIFERENCIÁLU	33
6.1 Síly působící na ozubení	33
6.2 Pevnostní výpočet ozubení	34
6.2.1 Vstupní parametry pro pevnostní výpočet	35
6.2.2 Výsledky pevnostního výpočtu	39

6.3	Shrnutí bezpečností pevnostních výpočtů	41
7	PEVNOSTNÍ KONTROLA SPOJOVANÝCH ČÁSTÍ	42
7.1	Čep satelitu	42
7.2	Unášec satelitů	45
7.3	Hřídel k přední nápravě	47
7.4	Dutý hřídel	48
7.4.1	Výpočet výsledných průběhů zatížení	49
7.4.2	Pevnostní kontrola statická	50
7.4.3	Únavová kontrola	52
7.4.4	Shrnutí bezpečností pro zvolené průřezy	54
7.5	Hřídel k zadní nápravě	54
7.6	Evolventní drážkování	55
8	VÝPOČET LOŽISEK	59
8.1	Životnost kuželíkových ložisek (L_C a L_D)	60
8.2	Životnost kuličkových ložisek a pouzdra (L_A , L_B , L_E a L_F)	64
8.3	Kontrola naklopení dutého hřídele v místě ložisek (L_C a L_D)	64
9	ZÁVĚR	66
10	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	67
	SEZNAM PŘÍLOH	69

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

a_w	osová vzdálenost pracovní	$[mm]$
b	společná šířka kol	$[mm]$
b_{ε}	délka uložení čepu	$[mm]$
c^*	poměrná hlavová vůle profilu	$[-]$
d_a	hlavový průměr kružnice	$[mm]$
d_C	roztečný průměr centrálního kola	$[mm]$
d_{ε}	průměr čepu	$[mm]$
d_{fs}	průměr patní kružnice satelitu	$[mm]$
d_{HP}	průměr hřídele k přední nápravě	$[mm]$
d_{HZ}	průměr hřídele k zadní nápravě	$[mm]$
d_K	roztečný průměr korunového kola	$[mm]$
d_{OK}	roztečný průměr hnaného ozubeného kola	$[mm]$
h	nosná výška drážkování	$[mm]$
h_a^*	poměrná výška hlavy profilu	$[-]$
i_C	celkový převod ke kolům	$[-]$
i_D	poměr dělení děličem (vnitřní převod)	$[-]$
i_K	převod v kolové redukci	$[-]$
i_M	převod v mezinápravovém diferenciálu	$[-]$
i_O	převod v osovém diferenciálu	$[-]$
i_{RS}	silniční převod v redukci	$[-]$
i_{RT}	terénní převod v redukci	$[-]$
i_{UC}^K	přev. poměr s hnacím unášечem a hnaným centrálním kolem	$[-]$
i_{UK}^C	přev. poměr s hnacím unášечem a hnaným korunovým kolem	$[-]$
k_{dyn}	výsledná únavová bezpečnost	$[-]$
k_O	bezpečnost v ohybu	$[-]$
$k_{otlač}$	bezpečnost na otlačení	$[-]$

k_{stat}	statická bezpečnost	$[-]$
k_{σ}	únavová bezpečnost v ohybu	$[-]$
k_{τ}	statická bezpečnost v krutu	$[-]$
m_G	statické zatížení nápravy	$[kg]$
m_n	normální modul	$[mm]$
n_{ekv}	ekvivalentní otáčky	$[\min^{-1}]$
n_{ekv}^{sil}	ekvivalentní otáčky při zařazeném silničním převodu	$[\min^{-1}]$
n_{ekv}^{ter}	ekvivalentní otáčky při zařazeném terénním převodu	$[\min^{-1}]$
n_{kola}	otáčky kola	$[\min^{-1}]$
n_{MOT}	otáčky motoru	$[\min^{-1}]$
p	jmenovitý tlak	$[MPa]$
p_D	dovolený tlak	$[MPa]$
q	spojité zatížení	$[N \cdot m^{-1}]$
s	počet satelitů	$[-]$
t	provozní teplota	$[^{\circ}C]$
v	rychlost vozidla	$[km/h]$
y	deformace	$[mm]$
z	počet zubů evolventního drážkování	$[-]$
z_C	počet zubů centrálního kola	$[-]$
z_K	počet zubů korunového kola	$[-]$
z_S	počet zubů satelitu	$[-]$
A	Neuberova konstanta	$[-]$
D_a	vnější průměr náboje	$[mm]$
D_j	jmenovitý průměr drážkování	$[mm]$
D_S	střední průměr evolventního spoje	$[mm]$
E	modul pružnosti materiálu	$[MPa]$
F_a	axiální síla na hnaném ozubeném kole	$[N]$
F_r	radiální síla na hnaném ozubeném kole	$[N]$

F_t	obvodová (tečná) síla na hnaném ozubeném kole	[N]
F_T	síla působící v záběrech satelitu	[N]
F_U	síla na čep od unášeče	[N]
K	souč. nerovnoměrnosti rozložení zatížení na jednotlivé satelity	[-]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	součinitel jednorázového přetížení	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (ohyb)	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (ohyb)	[-]
K_{Fv}	součinitel vnitřních dynamických sil (ohyb)	[-]
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (dotyk)	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (dotyk)	[-]
K_{Hv}	součinitel vnitřních dynamických sil (dotyk)	[-]
L	činná délka drážkování	[mm]
$L_{10,h}$	základní hodinová trvanlivost	[hod]
$L_{a,h}$	modifikovaná trvanlivost dle SKF	[hod]
L_{km}	trvanlivost ložisek v kilometrech	[km]
M_{DA}	krouticí moment na unášeči daný adhezním omezením	[Nm]
M_{DM}	krouticí moment na unášeči od motoru	[Nm]
M_{Dp}	krouticí moment k přední nápravě	[Nm]
M_{Dz}	krouticí moment k zadní nápravě	[Nm]
M_{ekv}	ekvivalentní moment	[Nm]
M_{ekv}^{sil}	ekvivalentní moment při zařazeném silničním převodu	[Nm]
M_{ekv}^{ter}	ekvivalentní moment při zařazeném terénním převodu	[Nm]
M_K	krouticí moment	[Nm]
$M_{M\max}$	maximální krouticí moment na vstupu do redukce	[Nm]
M_{MOT}	moment na motoru	[Nm]
M_O	ohybový moment	[Nm]
M_U	výpočtový krouticí moment na unášeči	[Nm]

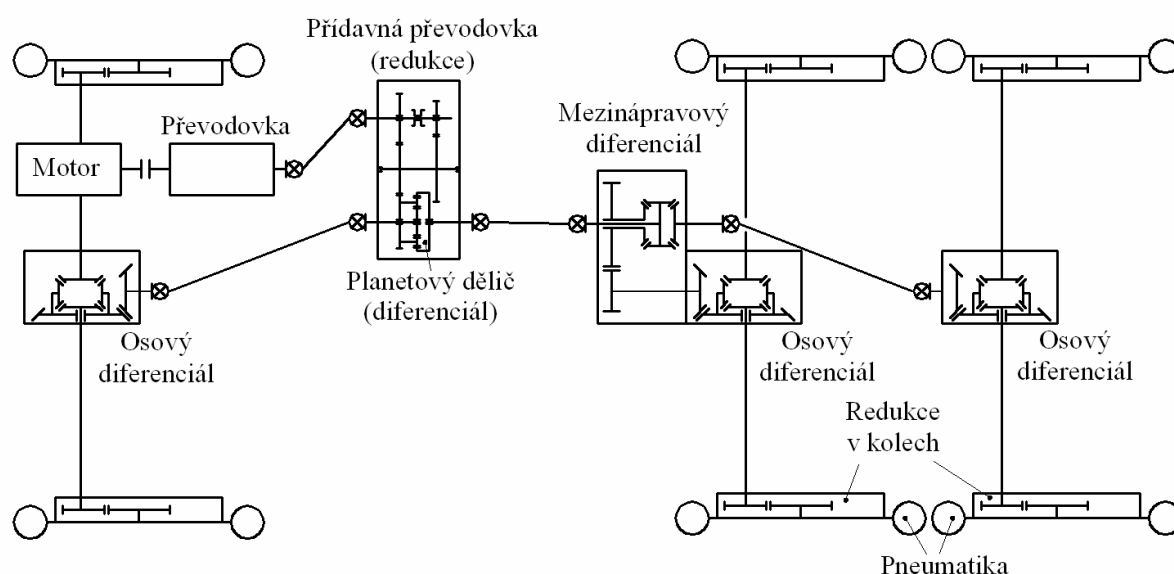
N	průběh osových sil	$[kN]$
R	reakce v ložiscích	$[N]$
R_{DYN}	dynamický poloměr pneumatik	$[m]$
R_e	mez kluzu materiálu	$[MPa]$
R_m	mez pevnosti materiálu	$[MPa]$
T	průběh posouvajících sil	$[kN]$
T_A	reakce v místě A uložení čepu	$[N]$
T_B	reakce v místě B uložení čepu	$[N]$
V_{HV}	tvrdost povrchu (boku) zubu	$[HV]$
W_K	modul průřezu v krutu	$[mm^3]$
W_O	modul průřezu v ohybu	$[mm^3]$
Y_A	součinitel střídavého zatížení	$[-]$
Y_C	výpočtový součinitel kuželíkového ložiska L_C	$[-]$
Y_D	výpočtový součinitel kuželíkového ložiska L_D	$[-]$
Y_{FA}	součinitel tvaru zubu	$[-]$
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	$[-]$
Y_{SA}	součinitel koncentrace napětí při záběru na hlavě zubu	$[-]$
Z_R	součinitel výchozí drsnosti zubů (před záběhem)	$[-]$
S_D	provozní součinitel hřídele	$[-]$
S_F	souč. bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	$[-]$
S_H	souč. bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boku zubu	$[-]$
α_o	tvarový součinitel napětí v ohybu	$[-]$
α_n	úhel profilu	$[^\circ]$
α_w	úhel záběru	$[^\circ]$
α_τ	tvarový součinitel drážkovaného hřídele	$[-]$
β	úhel sklonu zubu	$[^\circ]$
ε_v	součinitel velikosti	$[-]$
φ	součinitel adheze	$[-]$

φ_z	součinitel styku boku zubů	$[-]$
η	účinnost	$[-]$
η_c	součinitel znečištění	$[-]$
η_p	součinitel jakosti povrchu	$[-]$
ρ	poloměr zaoblení	$[mm]$
ρ_f^*	poměrný rádius paty profilu	$[-]$
ω_C	úhlová rychlost na centrálním kole	$[s^{-1}]$
ω_K	úhlová rychlost na korunovém kole	$[s^{-1}]$
ω_U	úhlová rychlost na unášeči	$[s^{-1}]$
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	$[MPa]$
$\sigma_{F\lim}^0$	mez únavy v ohybu odpovídající báзовému počtu zatěž. cyklů	$[MPa]$
$\sigma_{F\max}$	největší místní napětí v patě zubu	$[MPa]$
σ_{FP}	dovolená napětí v ohybu	$[MPa]$
$\sigma_{FP\max}$	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	$[MPa]$
σ_H	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	$[MPa]$
$\sigma_{H\lim}^0$	mez únavy v dotyku odpovídající báзовému počtu zatěž. cyklů	$[MPa]$
$\sigma_{H\max}$	největší napětí v dotyku	$[MPa]$
σ_{HP}	dovolená napětí v dotyku	$[MPa]$
$\sigma_{HP\max}$	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	$[MPa]$
σ_O	napětí v ohybu	$[MPa]$
σ_{oc}	základní mez únavy pro střídavě souměrné zatížení	$[MPa]$
σ_{oc}^*	zákl. mez únavy pro střídavě souměrné zatížení souč. s vrubem	$[MPa]$
σ_{red}	redukované napětí	$[MPa]$
τ_K	jmenovité krutové napětí	$[MPa]$
τ_{KT}	smluvní mez kluzu v krutu	$[MPa]$
ν	viskozita oleje	$[mm^2 \text{ sec}^{-1}]$

1 ÚVOD

Děliče momentu, současně i diferenciály, se používají u všech druhů dopravních prostředků sloužících k přepravě osob, materiálů, od osobních automobilů, autobusů, trolejbusů, nákladních automobilů až po speciální dopravní prostředky (traktory, stavební stroje, zemní stroje atd.) či jiné stroje, které se pohybují pomocí hnacích kol.

Diferenciály samočinně umožňují, aby se hnací hřídele v pohonném řetězci otáčely rozdílnými rychlostmi. Bývají tedy součástí přední nebo zadní hnací nápravy (osové, nápravové diferenciály), kde umožňují rozdílné otáčení kol dané nápravy při zatáčení a překonávání nerovností. Nebo mohou být umístěny ve střední části hnacího ústrojí a rozdělují měnící se hnací momenty mezi jednotlivé nápravy (mezinápravové diferenciály). Funkce a uspořádání bývají obdobné pro všechny druhy diferenciálů, nezáleží na tom, jestli jsou umístěny mezi nápravami nebo mezi koly. Jednotlivé typy a jejich funkce budou vysvětleny v pozdější kapitole.



Obr. 1.1 – Schéma hnacího traktu nákladního automobilu s pohonem 6x6

Navrhovaný planetový diferenciál je umístěn v přídatné převodovce, která slouží jako redukce nákladního automobilu s pohonem 6x6 (počet kol x počet hnaných kol). Umístění diferenciálu je patrné dle schématu hnacího traktu nákladního automobilu (obr. 1.1). Tento planetový diferenciál je nejčastějším konstrukčním provedením mezinápravových

diferenciálů u nákladních automobilů. Krouticí moment je dělen v daném poměru mezi přední a zadní nápravu automobilu. Dělicí poměr bývá mezi 1,7 až 3 a jeho volba je závislá na počtu hnacích náprav a hmotnosti připadající na přední a zadní nápravu automobilu. Planetový diferenciál používá např. automobilka Tatra u modelu T-810 ANTS obr. 1.2.



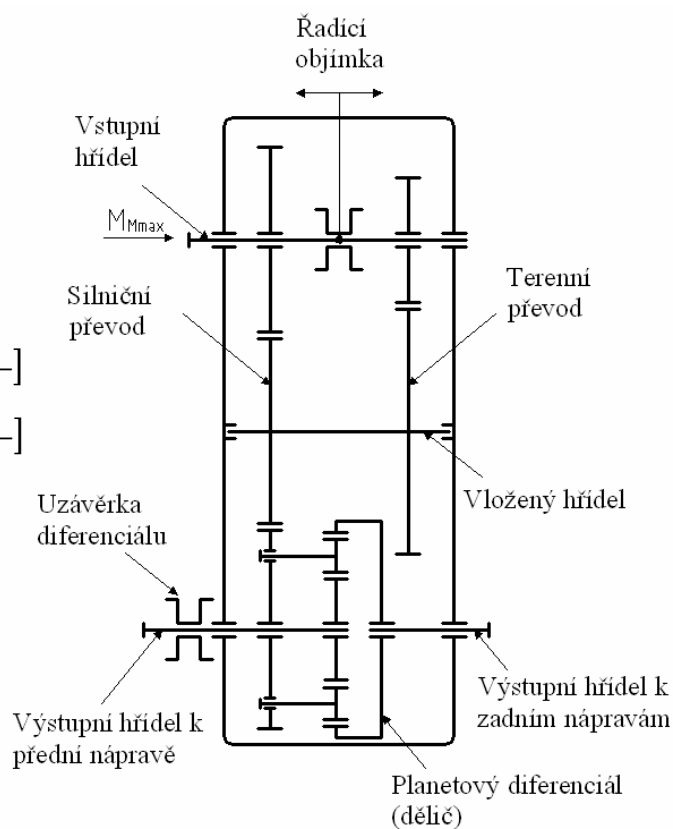
Obr. 1.2 – Tatra T-810 ANTS [16]

2 ZADÁNÍ A POPIS DIPLOMOVÉ PRÁCE

Cílem této práce je navrhnout planetový dělič (diferenciál) ve třech variantách poměru dělení 1,6; 2,0; 2,5 a provést geometrickou a pevnostní kontrolu jednotlivých částí diferenciálu. Dále také provést pevnostní kontrolu důležitých částí (hřídele, čepy satelitů, atd.). Konstrukční řešení planetového diferenciálu je dáno dle zástavbových rozměrů [příloha č.1]. Na obr. 2.1 je zobrazeno schéma se zadanými parametry planetového diferenciálu v přídatné převodovce.

Zadané parametry:

- $M_{M \max} = 6000 \text{ [Nm]}$
- Převod
 - lehká řada (silniční převod): $i_{RS} = 1 \text{ [-]}$
 - těžká řada (terénní převod): $i_{RT} = 2 \text{ [-]}$
- Poměry dělení:
 - varianta s poměrem 1,6
 - varianta s poměrem 2,0
 - varianta s poměrem 2,5



Obr. 2.1 – Redukce s planetovým děličem

V jednotlivých kapitolách bude pojmenován planetový diferenciál s poměrem dělení 2 = „Varianta 1“, planetový diferenciál s poměrem dělení 1,6 = „Varianta 2“ a planetový diferenciál s poměrem dělení 2,5 = „Varianta 3“.

2.1 Cíle diplomové práce

- návrh planetového děliče ve třech variantách s poměry dělení 2; 1,6; 2,5 do daných zástavbových rozměrů,
- rozbor funkce a přehled typů momentových děličů,
- pevnostní a geometrickou kontrolu všech částí děliče.

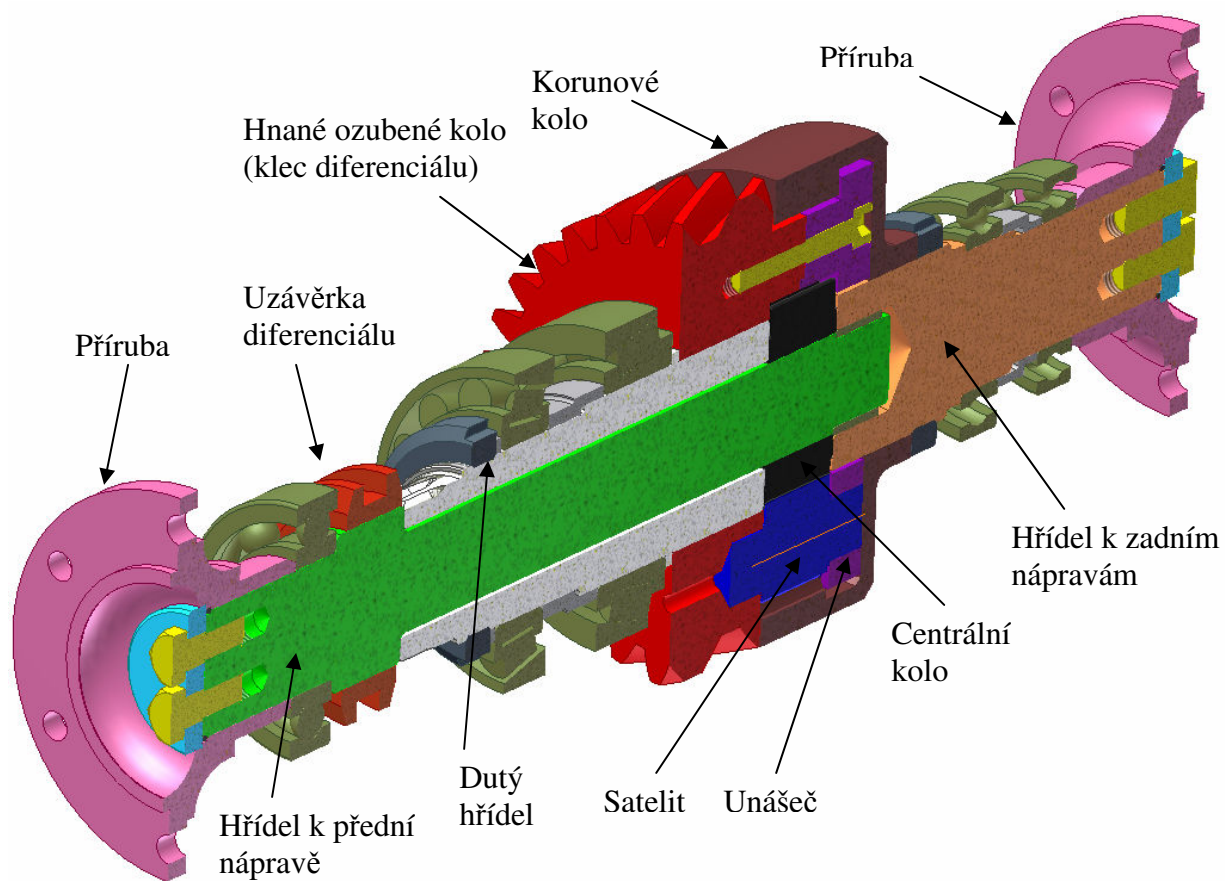
2.2 Popis koncepce řešení

Snahou při návrhu planetového diferenciálu byl co nejmenší zásah do konstrukčního řešení skříně přidavné převodovky a také zachování rozměrů jednotlivých prvků (výstupní příruba, uzávěrka diferenciálu, ozubené kola pro silniční a terénní převod, atd.) dle přílohy č.1. Konstrukční omezení planetového diferenciálu je dáno u nízkého poměru dělení minimálním průměrem satelitů a u vyššího poměru dělení průměrem centrálního kola.

Vstupní krouticí moment z hnaného ozubeného kola (klec diferenciálu) na unášec planetového diferenciálu je dělen dle zadaných poměrů dělení viz kapitola 2.1. Jelikož se jedná o nákladní automobil s pohonem 6x6 (obr. 1.1), který je vybaven v zadní části dvounápravou (tandemem) a v přední části jednoduchou nápravou, dělí se krouticí moment přibližně 1/3 na přední nápravu a 2/3 na zadní nápravy.

Je-li planetový diferenciál ve funkci (např. při přímé jízdě po silnici), 2/3 momentu se satelity přenáší na korunové kolo a dále hřídelem na přírubu, ke které je připevněn kardanový hřídel odvádějící moment na zadní dvounápravu (tandem). 1/3 momentu se satelity přenáší na centrální kolo a dále hřídelem na přírubu, ke které je opět připevněn kardanový hřídel odvádějící moment na přední nápravu. Obě příruby jsou zajištěny šrouby. Jednotlivé prvky (korunové kolo, centrální kolo, příruby) přenášejí krouticí moment pomocí evolventního drážkování.

Jestliže v důsledku příliš velkého hnacího momentu některá kola prokluzují (např. při jízdě v terénu), je nutné umožnit zablokování planetového diferenciálu, k čemuž slouží uzávěrka diferenciálu, aby byl přiveden hnací moment na zabírající kola potřebný k vyproštění vozidla. Dle obr. 2.2 uzávěrka sepne dutý a plný hřídel a dojde tak k zablokování planetového diferenciálu. Na obr. 2.2 je zobrazen řez 3D modelem planetového diferenciálu a jeho komponentů.

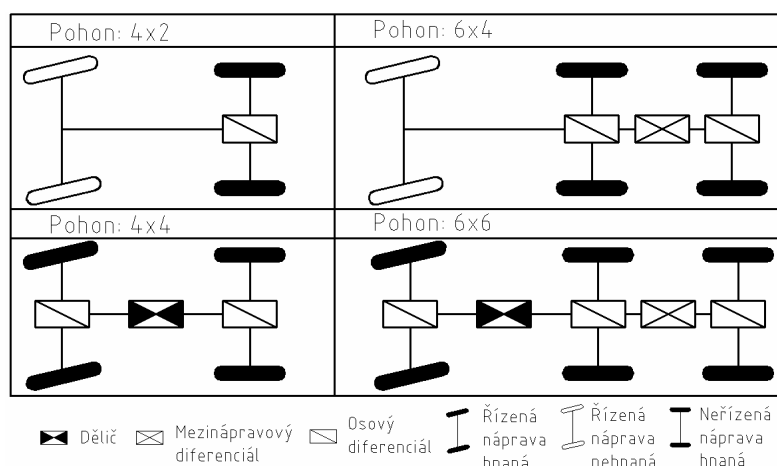


Obr. 2.2 – Řez 3D modelem planetového diferenciálu a jeho komponentů

3 TYPY A FUNKCE DIFERENCIÁLŮ V HNACÍM ÚSTROJÍ VOZIDEL

Diferenciály se rozdělují dle tří hledisek:

Z hlediska umístění v hnacím ústrojí:



Obr. 3.1 – Příklady umístění diferenciálů pro vybrané typy pohonů

- *Dělič* – je mezinápravový diferenciál sloužící k dělení krouticího momentu mezi přední a zadní nápravu (nápravy). Termín „dělič momentů“ se zavádí pro tento druh mezinápravového diferenciálu z důvodu odlišení od mezinápravového diferenciálu mezi dvojicí zadních či předních náprav. Požadovaný poměr dělení je obecně $J_D \geq 1$.
- *Mezinápravový diferenciál* – slouží k dělení krouticího momentu mezi dvojici náprav vpředu nebo vzadu. Poměr dělní je obvykle roven jedné ($J_M = 1$).
- *Osový diferenciál* – slouží k dělení krouticího momentu mezi levým a pravým kolem dané nápravy. Poměr dělení je vždy roven jedné ($J_O = 1$).

Funkce jednotlivých typů diferenciálů ve vozidle je patrná z příkladů na obr. 3.1

Z hlediska konstrukčního řešení:

- kuželové diferenciály,
- čelní diferenciály,
- planetové diferenciály,
- ostatní (šnekové, kolíkové, zubové atd.).

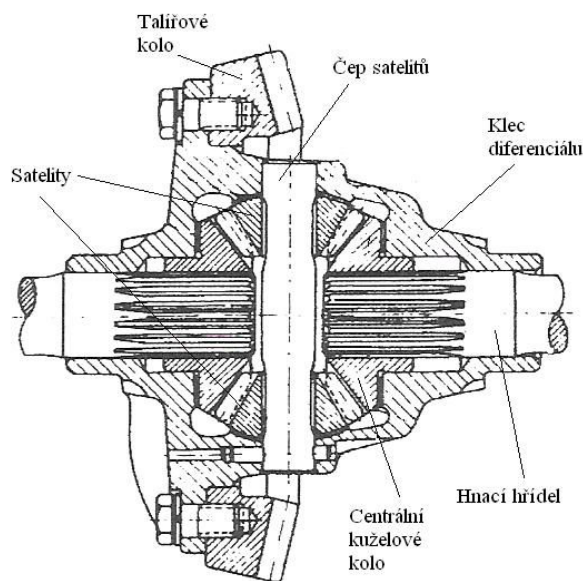
Z hlediska schopnosti přenosu hnacích momentů i při nízkých adhezích:

- bez uzávěrky diferenciálu,
- s mechanickou uzávěrkou diferenciálu,
- diferenciál se zvýšeným vnitřním třením,
- samosvorný diferenciál.

3.1 Kuželový diferenciál

Je převodové ústrojí, které má vyrovnávací soukolí vytvořené z kuželových kol s přímými zuby. Při přímé jízdě automobilu jsou otáčky obou hnacích hřídelí stejné. Otáčky i hnací moment se přenášejí z kloubového hřídele a pastorku na talířové kolo, pevně spojené s přírubou a klecí diferenciálu, s níž se společně otáčí. Otáčky se přenášejí přes satelity na obě centrální kola. Satelity působí jako zubová spojka. Centrální kola mají stejné otáčky jako klec diferenciálu a hnací moment se rozděluje rovnoměrně na obě centrální kola [12].

Při jízdě v zatáčkách se vnitřní kolo odvaluje po kratší dráze než vnější kolo. Protože hřídel každého kola je poháněna přes diferenciál, mohou se otáčky vnějšího a vnitřního kola měnit v závislosti na délce dráhy. To znamená, že o kolik zpomalí vnitřní kolo, o tolik se urychlí vnější kolo. Satelity obíhají (točí se klec), ale současně se i točí (na čepech satelitů). Když automobil projede zatáčkou, činnost diferenciálu skončí a satelity se na svých čepech přestanou otáčet – dále tvoří jen zubovou spojku [12].

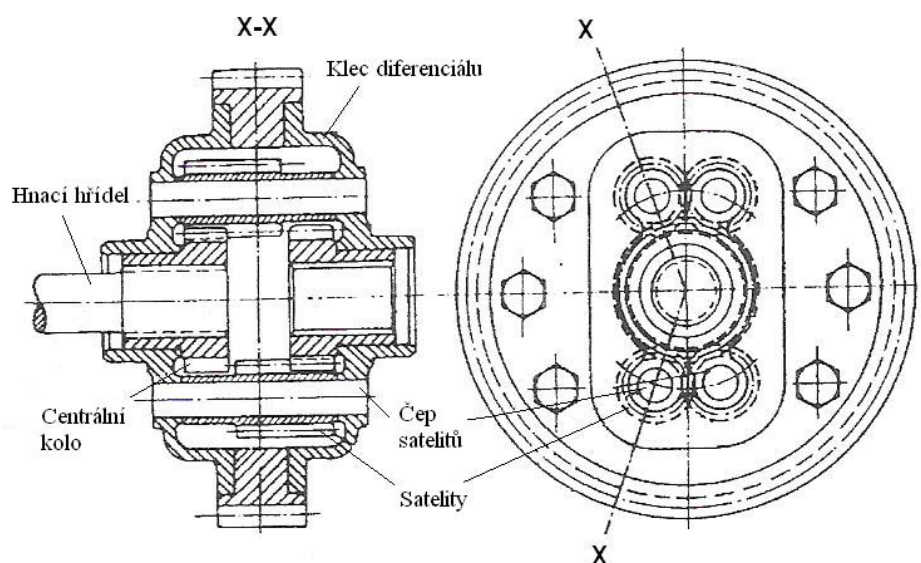


Obr. 3.2 - Schéma kuželového diferenciálu [11]

3.2 Čelní diferenciál

Čelní diferenciál se skládá z čelních ozubených kol. Stejně jako kuželový diferenciál má i čelní diferenciál pastorek a talířové kolo připevněny ke kleci diferenciálu. Satelity i centrální kola mají čelní ozubení. Uspořádání kol je však rozdílné. Satelit není v záběru s oběma centrálními koly tak jako u kuželového diferenciálu, ale jedna polovina každého satelitu zabírá s jedním centrálním kolem a druhá polovina s druhým satelitem, který je v záběru s druhým centrálním kolem. Vzhledem k vyvážení má diferenciál dva páry satelitů, které jsou jemně posunuty o 180° . Činnost čelního diferenciálu je stejná jako kuželového diferenciálu. Výhodou čelního diferenciálu je, že má tichý chod, snadno se montuje a jeho díly jsou levné [12].

Jejich nevýhodou je, že když automobil uvízne jedním hnacím kolem např. v blátě, písku, kolo, které je na pevném podkladě, se zastaví a druhé kolo, které je na kluzkém terénu, se protáčí dvojnásobnou rychlostí. Aby se tomuto zabránilo, používá se uzávěr diferenciálu, kterým lze diferenciál vyřadit z činnosti [12].



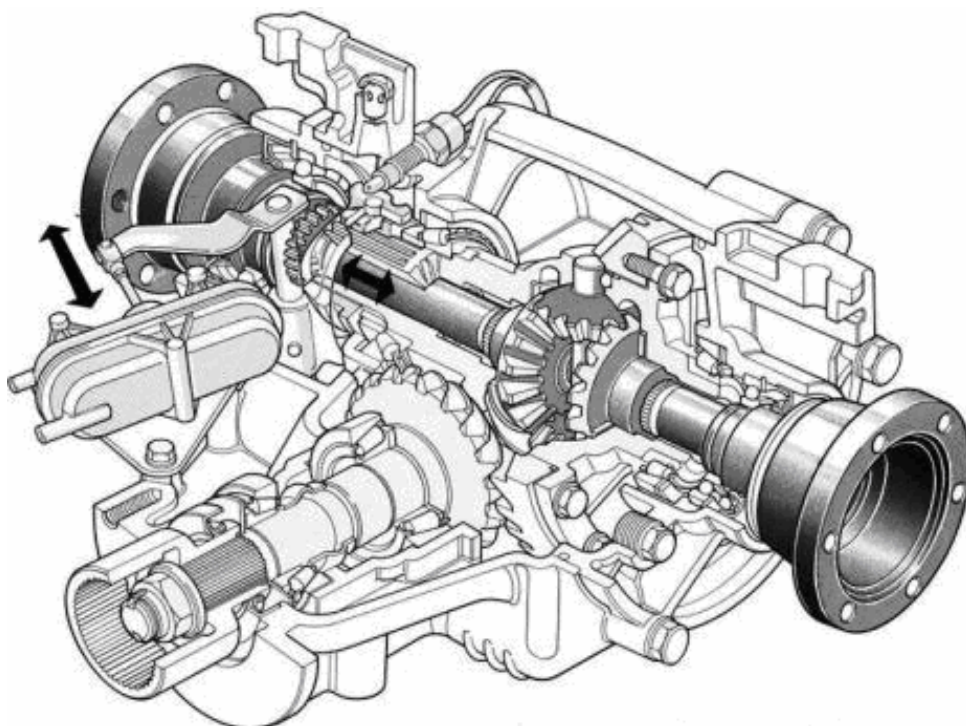
Obr. 3.3 – Schéma čelního diferenciálu [11]

3.3 Diferenciály s mechanickou uzávěrkou

Uzávěrka diferenciálu - mechanické zařízení vyřazující z činnosti nápravový nebo mezinápravový diferenciál.

Používá se zejména u terénních vozidel pro zvýšení trakčních schopností za snížené adheze, resp. nestejné adheze kol téže nápravy nebo kol přední a zadní nápravy přenosem celého hnacího momentu na neprokluzující kola. Nejčastější konstrukcí závěru je ozubcová nebo lamelová spojka mezi jednou hnací hřídelí nebo planetovým kolem a klecí diferenciálu, ovládaná zpravidla řidičem mechanicky, elektromechanicky nebo hydraulicky. Závěr diferenciálu zpravidla propojí hnací hřídel jednoho kola nebo příslušné planetové kolo se skříní diferenciálu a tak ho zablokuje. Obě kola nápravy jsou pevně spojena a kterákoli z nich může přenést plný hnací moment na vozovku v případě, že druhé nemá dostatečnou adhezi a při fungujícím diferenciálu by se protáčelo [15].

Závěr diferenciálu musí ovšem řidič vyřadit ihned, jakmile automobil překoná obtížné místo, protože jízdou se zablokováným diferenciálem se nadměrně opotřebovávají pneumatiky.



Obr. 3.4 – Schéma uzávěrky diferenciálu [15]

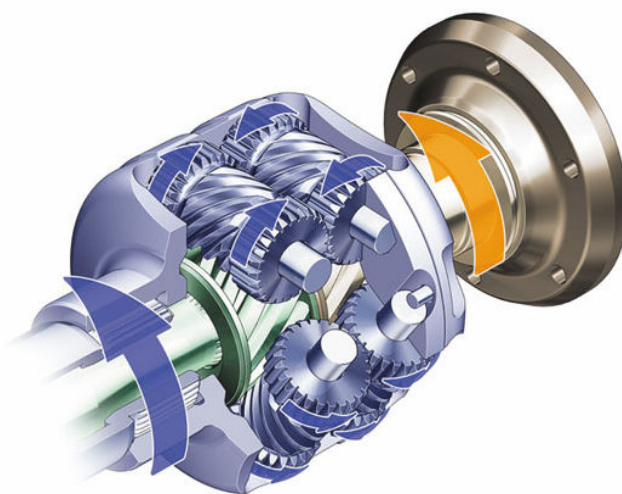
3.4 Samosvorné diferenciály

Zařazování závěru diferenciálu do činnosti zatěžuje obsluhu vozidla. Proto se vyrábějí samosvorné diferenciály, které při jízdě na dobré silnici bez prokluzu kol plní svou funkci stejně jako kuželový nebo čelní diferenciál. Když však začne jedno hnací kolo prokluzovat

nebo se otáčet rychleji než druhé, vznikne v samosvorném diferenciálu zvýšené tření. To umožňuje jen určitý rozdíl otáček levého a pravého hnacího kola a zabraňuje volnému protáčení kol vůči sobě [12].

3.4.1 Diferenciál Torsen

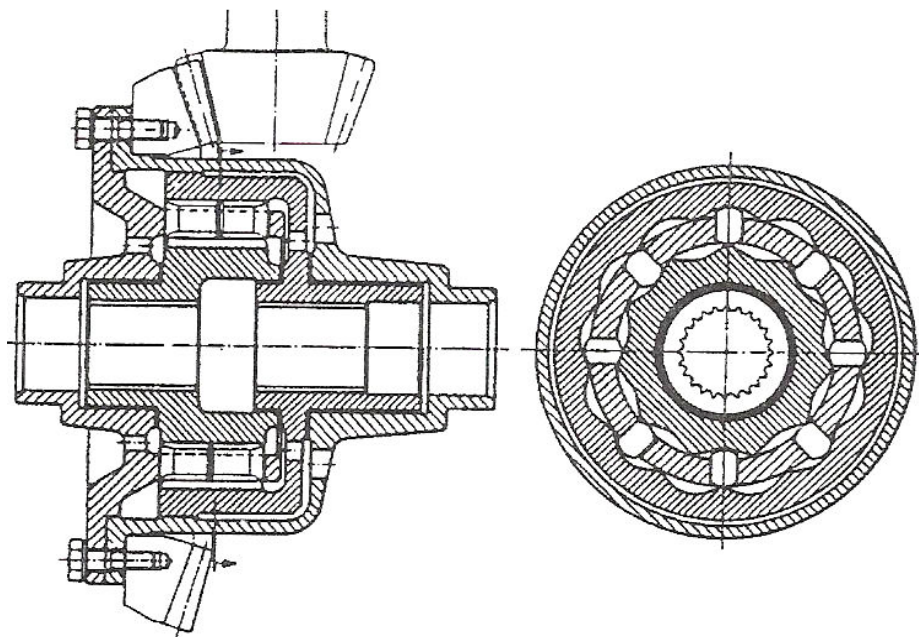
Funkce tohoto diferenciálu, poprvé použitého počátkem osmdesátých let u vozů Audi a Lancia s pohonem všech kol, využívá vlastností šnekového převodu, jenž může přenášet točivý moment ze šneku na šnekové kolo, ale nikoli naopak. U diferenciálu Torsen jsou šneky planetovými koly a satelity tvoří tři dvojice šnekových kol malého průměru. Satelity též dvojice jsou vzájemně spojeny čelními koly s přímými zuby a každý zabírá s jedním planetovým kolem. Při přímé jízdě a stejné adhezi kol se otáčí diferenciál jako celek, otáčky klece a obou planetových kol jsou stejné a na každé kolo se přenáší stejný hnací moment. Zhorší-li se adheze jednoho kola (např. vlivem menšího zatížení nebo nižšího součinitele tření mezi pneumatikou a vozovkou), nemůže se protáčet, protože není možný přenos otáčivého pohybu ze satelitů na planetové kolo jako u čelního nebo kuželového diferenciálu. Díky svornému účinku se ale zvětší podíl hnacího momentu připadající na kolo s lepší adhezí. Svorného účinku se dosahuje třením ve šroubovém ozubení planetových kol a satelitů. Naopak v zatáčce ani zvýšená svornost neomezuje vyrovnávací činnost diferenciálu a obě kola se valí po vozovce otáčkami odpovídajícími jejich dráze. Svornost diferenciálu závisí na geometrii ozubení šnekového soukolí. Diferenciál Torsen se užívá nejen jako osový, ale i jako mezinápravový [15].



Obr. 3.5 – Schéma diferenciálu Torsen [18]

3.4.2 Vačkový diferenciál

Mechanismus diferenciálu se skládá z unášeče kolíků (kluzných kamenů), které se pohybují v unášeči a z vačkových kol s hnacími hřídeli vozidla. Podle uspořádání vaček se dělí vačkové hřídele na radiální a axiální. Vnitřní tření kolíků v jejich vedení a na stykových plochách je určeno tak, že při zatažení nebo nestejně adhezi jednoho kola nápravy vznikne samosvornost. V dnešní době se tento typ diferenciálů prakticky nepoužívá [11].



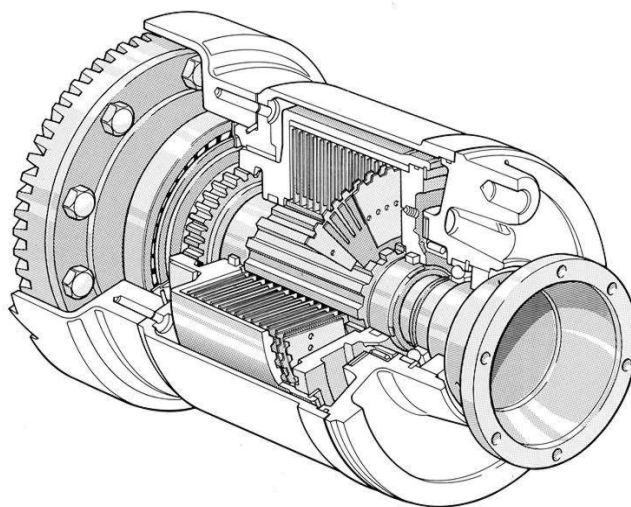
Obr. 3.6 – Schéma radiálního vačkového diferenciálu [11]

3.4.3 Samosvorný diferenciál s viskózní spojkou

Je to více lamelová spojka uzavřená ve skříni naplněné silikonovou kapalinou vysoké viskozity. Každá ze dvou sad lamel je spojena s jednou hnací hřídelí. Jsou-li adhezní podmínky předních a zadních kol stejné, otáčí se spojka jako celek, popř. menší rozdíly vyrovnává pomalým vzájemným natáčením obou sad lamel. Se zvětšujícím se rozdílem otáček roste v závislosti na viskozitě kapaliny odpor proti vzájemnému otáčení lamel a větší část hnacího momentu se přenáší na kola s lepšími trakčními schopnostmi [15].

Proti jiným samosvorným diferenciálům či mechanickým závěrům diferenciálů má viskózní spojka výhodu samočinnosti, plynulé změny účinnosti, je nehlukná a neopotřebovává se, protože jednotlivé lamely nejsou v přímém styku, ale jsou obaleny tenkou vrstvou kapaliny. Navíc působí jako tlumič záběru a chrání převodové ústrojí před

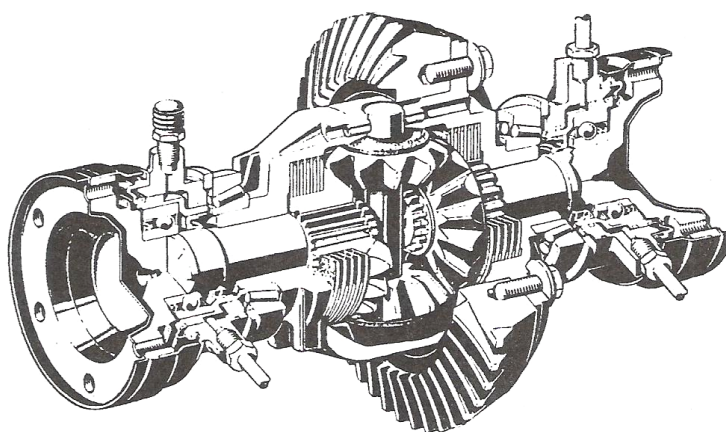
rázy. Viskózní spojku tvoří dvě soustavy lamel vzájemně oddělených malými spárami a uložených ve skříni naplněné kapalinou vhodné viskozity. Používá se nejčastěji jako mezinápravový diferenciál nebo samosvorný diferenciál nápravový [15].



Obr. 3.7 – Schéma diferenciálu s viskózní spojkou [15]

3.4.4 Automatický diferenciál ASD

Dva svazky lamel jsou ovládány hydraulickými písty, které umožňují zapínání. Otáčky předních kol jsou porovnávány elektronickým zařízením s otáčkami pastorku hnací rozvodovky. Při odchylkách od normálního odvalování zapíná elektronika elektrohydraulický ventil, který převládá uzávěrku diferenciálu. Zablkování diferenciálu zůstane zachováno také, když vozidlo zastaví, takže nový pokus rozjetí se děje se zablkovaným diferenciálem. Automatický blokovací diferenciál je v činnosti jen po určité střední jízdní rychlosti, aby se zamezilo zhoršení ovladatelnosti [11].



Obr. 3.8 – Automatický blokovací diferenciál Mercedes-Benz ASD [11]

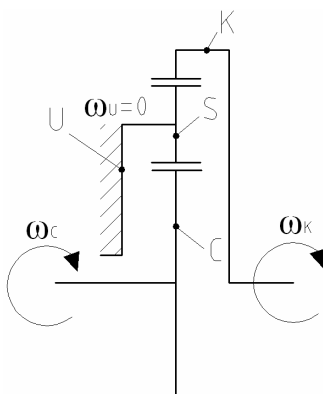
4 GEOMETRIE OZUBENÍ DIFERENCIÁLU

Tato kapitola je zaměřena na stanovení počtu zubů pro jednotlivé varianty se splněním podmínek sousostí, smontovatelnosti a kontroly kolize satelitů. Dále také na výpočet geometrických parametrů ozubení pro jednotlivé varianty.

4.1 Kinematický rozbor

▪ zablokovaný planetový diferenciál

Na obr. 4.1 je zobrazeno schéma planetového diferenciálu s blokováním unášče. Při blokování unášče se budou satelity otáčet jen okolo vlastní osy a tím vznikne z planetového převodu převod obyčejný (předlokový). Z obr. 4.1 je odvozen vztah (4.1) pro výpočet poměru dělení i_D (vnitřní převod).



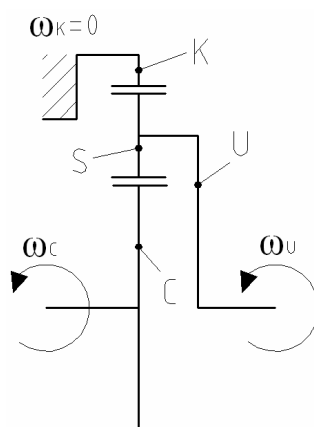
Obr. 4.1 - Planetový převod s blokováním unášče

Poměr dělení (vnitřní převod):

$$i_{CK}^U = \frac{\omega_C - \omega_U}{\omega_K - \omega_U} = \frac{\omega_C}{\omega_K} = -\frac{z_K}{z_C} = i_D \quad (4.1)$$

▪ ve funkci přední náprava

Na obr. 4.2 je zobrazeno schéma planetového diferenciálu při přenosu krouticího momentu k přední nápravě. Po dosazení vztahu (4.2) do vztahu (4.3) se dostane převodový poměr mezi satelitem a centrálním kolem.



Obr. 4.2 – Planetový převod s blokováním korunovým kolem

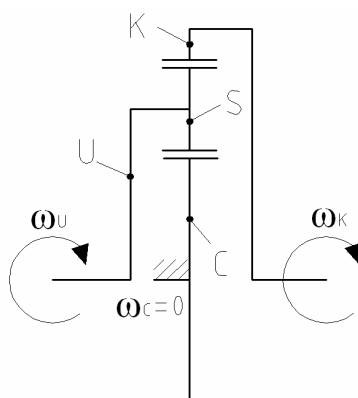
Převodový poměr:

$$i_{CK}^U = \frac{\omega_C - \omega_U}{0 - \omega_U} = i_D \Rightarrow \omega_C = \omega_U \cdot (1 - i_D) \quad (4.2)$$

$$i_{UC}^K = \frac{\omega_U}{\omega_C} = \frac{1}{1 - i_D} \quad (4.3)$$

▪ ve funkci zadní náprava

Na obr. 4.3 je zobrazeno schéma planetového diferenciálu při přenosu krouticího momentu k zadní nápravě. Po dosazení vztahu (4.4) do vztahu (4.5) se dostane převodový poměr mezi satelitem a korunovým kolem.



Obr. 4.3 - Planetový převod s blokováním centrálním kolem

Převodový poměr:

$$i_{CK}^U = \frac{0 - \omega_U}{\omega_K - \omega_U} = i_D \Rightarrow \omega_K = \omega_U \cdot \left(1 - \frac{1}{i_D}\right) \quad (4.4)$$

$$i_{UK}^C = \frac{\omega_U}{\omega_K} = \frac{-i_D}{1 - i_D} \quad (4.5)$$

4.2 Návrh počtu zubů

Snahou při návrhu počtu zubů bylo, aby se poměr dělení (vnitřní převod) příliš nelišil od zadaných variant (viz kapitola 2) a to v rozmezí $\pm 5\%$. V tomto rozmezí bylo hledáno řešení z hlediska počtu zubů a modulu planetového diferenciálu. Při návrhu vhodného počtu zubů byl použit program [22], který pro planetový diferenciál s blokováním unášecem, hnacím centrálním a korunovým kolem stanovil varianty počtu zubů pro počet satelitů $s = 5$ [–]. Při výběru počtu zubů, které program stanovil, bylo nutné brát ohled na zástavbové rozměry a konstrukční řešení planetového diferenciálu. V tab. 4.1 jsou uvedeny zvolené počty zubů pro jednotlivé varianty.

Varianty	Modul [mm]	Soukolí	Počet zubů [-]	Zadaný poměr dělení i [-]	Vypočtený poměr dělení i _D [-]	Odchylka od i [%]
„Varianta 1“	2,25	centrální k.	27	2	1,963	- 1,85
		satelit	13			
		korunové k.	-53			
„Varianta 2“		centrální k.	32	1,6	1,656	+ 3,52
		satelit	11			
		korunové k.	-53			
„Varianta 3“		centrální k.	22	2,5	2,409	- 3,64
		satelit	16			
		korunové k.	-53			

Tab. 4.1 – Počty zubů pro zadané varianty

4.3 Podmínka souososti

Podmínka souososti $z_C + z_S = z_K - z_S$ platí pouze pro soukolí N a VN. U soukolí V se musí pracovat se skutečnými pracovními osovými vzdálenostmi.

▪ „Varianta 1“

$$(z_C + z_S) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{W_{C,S}}} = (z_K - z_S) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{W_{S,K}}} \quad (4.6)$$

$$(27 + 13) \cdot \frac{\cos 25}{\cos 27,55026} = (53 - 13) \cdot \frac{\cos 25}{\cos 27,55026} \Rightarrow 40,88 = 40,88 \text{ [–]}$$

▪ „Varianta 2“

$$(z_C + z_S) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Wc,s}} = (z_K - z_S) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Ws,k}} \quad (4.7)$$

$$(32 + 11) \cdot \frac{\cos 25}{\cos 24,02213} = (53 - 11) \cdot \frac{\cos 25}{\cos 26,85574} \Rightarrow 42,66 = 42,66 \quad [-]$$

▪ „Varianta 3“

$$(z_C + z_S) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Wc,s}} = (z_K - z_S) \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Ws,k}} \quad (4.8)$$

$$(16 + 22) \cdot \frac{\cos 25}{\cos 25,70508} = (53 - 16) \cdot \frac{\cos 25}{\cos 28,67842} \Rightarrow 38,22 = 38,22 \quad [-]$$

4.4 Kontrola smontovatelnosti

Pro přímou smontovatelnost (umožňuje zasunutí již smontovaného unášече se satelity do korunového kola a centrálního kola) platí, aby počet zubů korunového kola i centrálního kola byl dělitelný počtem satelitů. Předpoklad smontovatelnosti platí pro rovnoměrné rozdělení satelitů na unášечи.

▪ „Varianta 1“

$$\frac{z_C + z_K}{s} = \text{celé číslo} \quad (4.9)$$

$$\frac{27 + 53}{5} = 16 \quad [-]$$

▪ „Varianta 2“

$$\frac{z_C + z_K}{s} = \text{celé číslo} \quad (4.10)$$

$$\frac{32 + 53}{5} = 17 \quad [-]$$

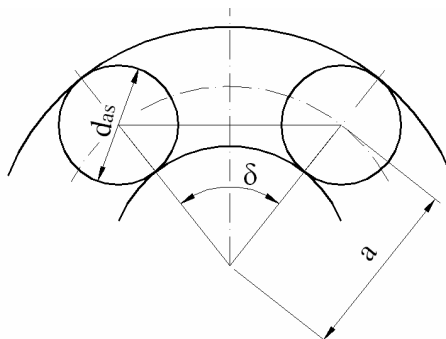
▪ „Varianta 3“

$$\frac{z_C + z_K}{s} = \text{celé číslo} \quad (4.11)$$

$$\frac{22 + 53}{5} = 15 \quad [-]$$

4.5 Kontrola kolize satelitů

Podle obr. 4.4 musí platit vztah (4.12). Příklad výpočtu kontroly kolize hlav zubů satelitů je uveden pro „Varianta 1“. Pro všechny varianty je kontrola vyhovující.



Obr. 4.4 – Kontrola kolize satelitů

$$2 \cdot a \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2}\right) > d_{as} \Rightarrow 2 \cdot a \cdot \sin\left(\frac{180}{s}\right) > d_{as} \quad (4.12)$$

$$2 \cdot 46 \cdot \sin\left(\frac{180}{5}\right) > 34,9 \Rightarrow 54,1 > 34,9$$

4.6 Výpočet geometrie ozubení

Výpočet geometrie byl proveden v programu [19]. Nejdříve byl proveden pro vnější soukolí (centrální kolo – satelit) a poté pro vnitřní soukolí (satelit – korunové kolo). U většiny typů diferenciálů se používá výhradně přímých zubů, jen ojediněle se vyskytují šikmé zuby. Zde jsou rovněž použity přímé zuby. Při výpočtu páru centrální kolo – satelit je satelit brán jako pastorek (má menší počet zubů).

4.6.1 Vstupní parametry pro výpočet geometrie ozubení

Při zadávání vstupních parametrů bylo nutné dodržet následující podmínky:

- obě soukolí (vnější i vnitřní) musí mít stejnou osovou vzdálenost,
- stejné parametry satelitu (počty zubů, korekce a hlavový průměr) pro obě soukolí,
- hlavové průměry zaokrouhlit na desetiny,

- pro soukolí vnitřní zadávat záporně počty zubů, hlavový průměr korunového kola a osovou vzdálenost.

Po odborné konzultaci byly stanoveny parametry základního profilu s úhlem záběru $\alpha_n = 25^\circ$ viz tab. 4.2, 4.3, 4.4. Při zadávání hlavového průměru korunového kola byl kladen důraz na to, aby u všech variant byl stejný hlavový průměr z důvodu snadné výměny planetového diferenciálu s jiným poměrem dělení. Dosažení stejných hlavových průměrů pro jednotlivé varianty bylo docíleno úpravou osové vzdálenosti a korekcí. Rozdělení korekcí bylo provedeno z podmínky vyrovnaní měrných skluzů pro vnější soukolí. Vnitřní soukolí vycházelo ze známé korekce satelitu.

V tab. 4.2, 4.3, 4.4 jsou uvedeny vstupní parametry pro dané varianty.

▪ „Varianta 1“

Vstupní parametry		Vnější soukolí		Vnitřní soukolí	
		Centrální kolo	Satelit	Satelit	Korunové kolo
Normální modul m_n [mm]		2,25		2,25	
Počet zubů kola z_C, z_S, z_K [-]		27	13	13	-53
Sklon zubů roztečný β [°]		0		0	
Společná šířka zubů b [mm]		25		25	
Osová vzdál. pracovní a_w [mm]		46		-46	
Hlavový průměr d_a [mm]		65,6	34,9	34,9	-118,4
Základní profil	h_a^* [-]	1		1	
	c^* [-]	0,25		0,25	
	ρ_f^* [-]	0,3		0,3	0
	α_n [°]	25		25	

Tab. 4.2 – Vstupní parametry zadávané do programu

▪ „Varianta 2“

Vstupní parametry		Vnější soukolí		Vnitřní soukolí	
		Centrální kolo	Satelit	Satelit	Korunové kolo
Normální modul m_n [mm]		2,25		2,25	
Počet zubů kola z_C, z_S, z_K [-]		32	11	11	-53
Sklon zubů roztečný β [°]		0		0	
Společná šířka zubů b [mm]		25		25	
Osová vzdál. pracovní a_w [mm]		48		-48	
Hlavový průměr d_a [mm]		74,2	30,3	30,3	-118,4
Základní profil	h_a^* [-]	1		1	
	c^* [-]	0,25		0,25	
	ρ_f^* [-]	0,3		0,3	0
	α_n [°]	25		25	

Tab. 4.3 – Vstupní parametry zadávané do programu

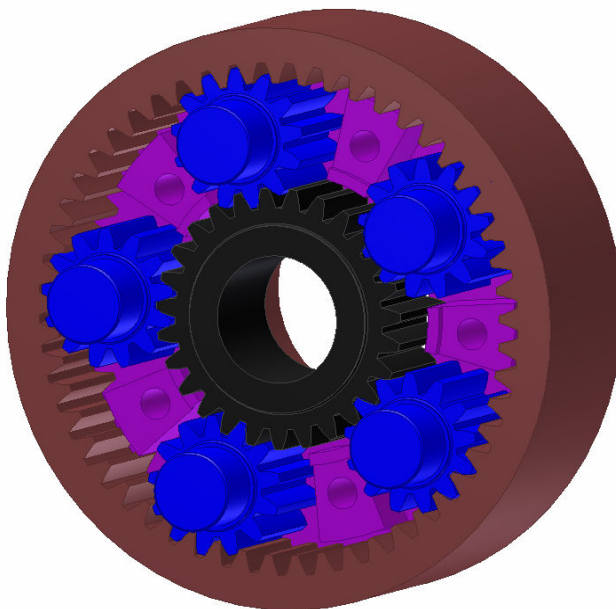
▪ „Varianta 3“

Vstupní parametry		Vnější soukolí		Vnitřní soukolí	
		Centrální kolo	Satelit	Satelit	Korunové kolo
Normální modul m_n [mm]		2,25		2,25	
Počet zubů kola z_C, z_S, z_K [-]		22	16	16	-53
Sklon zubů roztečný β [°]		0		0	
Společná šířka zubů b [mm]		25		25	
Osová vzdál. pracovní a_w [mm]		43		-43	
Hlavový průměr d_a [mm]		53,8	40,9	40,9	-118,4
Základní profil	h_a^* [-]	1		1	
	c^* [-]	0,25		0,25	
	ρ_f^* [-]	0,3		0,3	0
	α_n [°]	25		25	

Tab. 4.4 – Vstupní parametry zadávané do programu

4.6.2 Výstupy z výpočtu geometrie ozubení

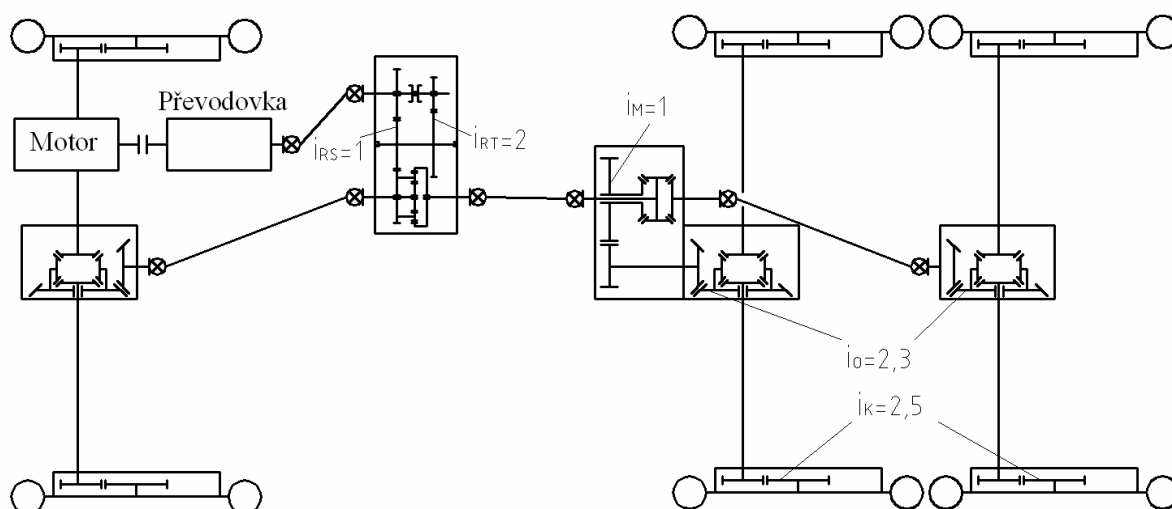
Na obr. 4.5 je zobrazen model ozubení. Výsledky geometrických výpočtů pro dané varianty jsou uvedeny v přílohách č.2 – 7.



Obr. 4.5 – Model ozubení planetového diferenciálu

5 VÝPOČET ZATÍŽENÍ DIFERENCIÁLU

Pro pozdější provedení pevnostní kontroly ozubení planetového diferenciálu a spojovaných částí (hřídele, evolventní drážkování, ložiska) je nezbytně nutné znát krouticí momenty, které jsou těmito částmi přenášeny. Pro stanovení velikosti krouticích momentů je důležité znát převody v osovém diferenciálu i_o , mezinápravovém diferenciálu i_M a kolové redukci i_K , viz obr. 5.1. Dále je potřeba znát převody v přídatné převodovce (viz kapitola 2).



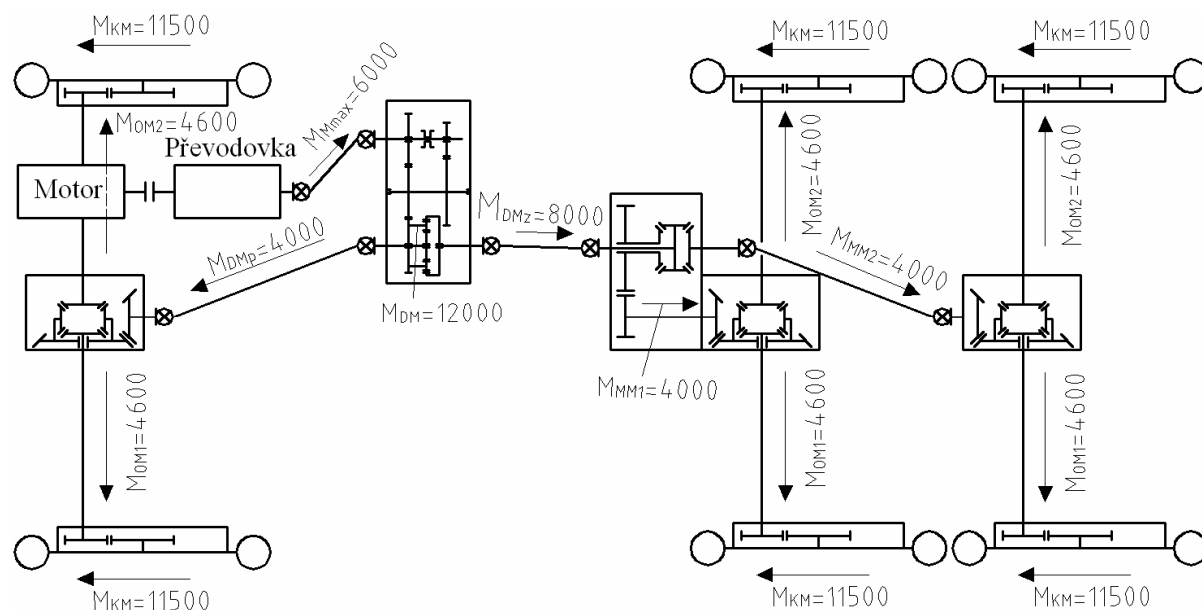
Obr. 5.1 - Schéma hnacího traktu pohonu 6x6

5.1 Výpočet krouticího momentu od motoru na hnací člen

Přídatná převodovka je umístěna za převodovkou (viz obr. 5.1). Při jízdě po silnici je zařazen silniční převod (lehká řada), který je roven $i_{RS} = 1$ (viz kapitola 2). Při jízdě těžkým terénem je zařazen terénní převod (těžká řada), který je roven $i_{RT} = 2$ (viz kapitola 2).

Z uvedeného je patrné, že maximální moment přivedený na hnací člen diferenciálu (unášec) je roven dvojnásobku momentu od převodovky (moment daný zadáním, viz kapitola 2) dle vztahu (5.1). Při výpočtu nebylo v přídatné převodovce uvažováno se ztrátami.

Na obr. 5.2 je zobrazen tok maximálního krouticího momentu od motoru hnacím traktem pohonu 6x6 přivedený k hnacím kolům. Toky momentů jsou zobrazeny pro „Variantu 1“ při zařazení terénního převodu.



Obr 5.2 – Tok momentů od motoru hnacím traktem pohonu 6x6

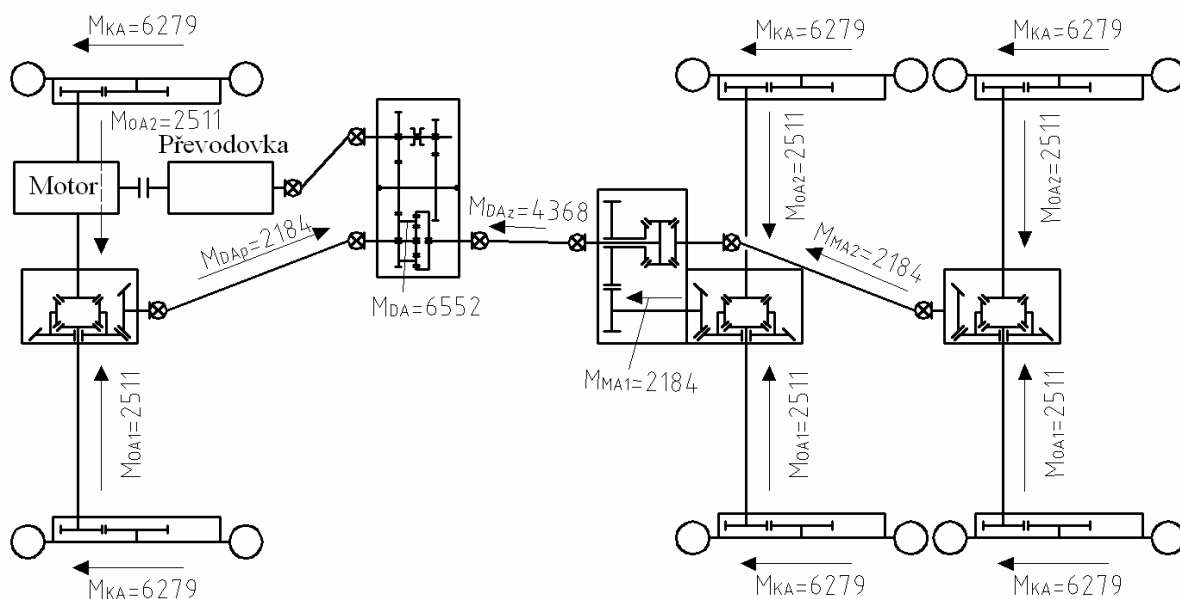
Krouticí moment na hnací člen diferenciálu od motoru:

$$M_{DM} = M_{M \max} \cdot i_{RT} \quad (5.1)$$

$$M_{DM} = 6000 \cdot 2 = 12000 \text{ [Nm]}$$

5.2 Výpočet krouticího momentu na hnací člen daný adhezním omezením

Krouticí moment daný adhezním omezením je moment, který je schopna trakce přenést na vozovku nebo terén. Výpočet adhezního momentu je dán vztahem (5.2), pro který je potřeba znát statické zatížení náprav $m_G = 4000 \text{ [kg]}$ a dynamický poloměr pneumatiky $R_{DYN} = 0,4 \text{ [m]}$. Dále také součinitel adheze $\varphi = 0,8 \text{ [-]}$ dle [1]. Při výpočtu nebyly uvažovány ztráty. Na obr. 5.3 je zobrazen tok krouticích momentů daný adhezním omezením.



Obr. 5.3 – Tok adhezních momentů hnacím traktem pohonu 6x6

Krouticí moment na hnací člen diferenciálu (unášec) daný adhezním omezením:

$$M_{DA} = \frac{3 \cdot m_G \cdot g \cdot R_{DYN} \cdot \varphi}{i_K \cdot i_O \cdot i_M} \quad (5.2)$$

$$M_{DA} = \frac{3 \cdot 4000 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 0,8}{2,5 \cdot 2,3 \cdot 1} = 6552 \text{ [Nm]}$$

5.3 Stanovení vstupního výpočtového momentu na hnací člen

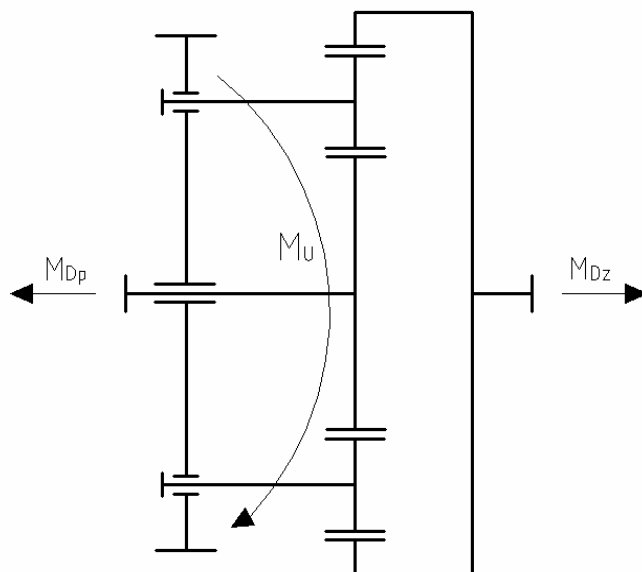
Při srovnání momentu od motoru M_{DM} a adhezního momentu M_{DA} je zřejmé, že $M_{DM} > M_{DA}$ dle vztahů (5.1), (5.2). Tím pádem dojde k prokluzu hnacích kol. Z toho je patrné, že adhezní moment M_{DA} je maximálně přenositelný moment. Dle [1] plyne, že je-li přenos momentu adhezně omezen, počítá se s provozním zatížením (výpočtový moment na hnací člen diferenciálu M_U) dle vztahu (5.3).

$$M_U = \frac{M_{DA} + M_{DM}}{2} \quad (5.3)$$

$$M_U = \frac{6552 + 12000}{2} = 9276 \text{ [Nm]}$$

Na obr. 5.4 je zobrazen vstupní výpočtový moment M_U na hnací člen diferenciálu (unášec) a jeho dělení planetovým diferenciálem. Rozdělení výpočtového momentu M_U na

přední a zadní nápravy pro zadané varianty je uvedeno ve vztazích (5.4) až (5.9), kde poměry dělení i_D jsou uvedeny v tab. 4.1. Tyto krouticí momenty jsou důležité pro pozdější pevnostní kontroly všech částí.



Obr. 5.4 – Schéma zatížení planetového diferenciálu

▪ „Varianta 1“

$$M_{Dp} = M_U \cdot \frac{1}{1 + i_D} \quad (5.4)$$

$$M_{Dp} = 9276 \cdot \frac{1}{1 + 1,963} = 3131 \text{ [Nm]}$$

$$M_{Dz} = M_U \cdot \frac{i_D}{1 + i_D} \quad (5.5)$$

$$M_{Dz} = 9276 \cdot \frac{1,963}{1 + 1,963} = 6145 \text{ [Nm]}$$

▪ „Varianta 2“

$$M_{Dp} = M_U \cdot \frac{1}{1 + i_D} \quad (5.6)$$

$$M_{Dp} = 9276 \cdot \frac{1}{1 + 1,656} = 3493 \text{ [Nm]}$$

$$M_{Dz} = M_U \cdot \frac{i_D}{1 + i_D} \quad (5.7)$$

$$M_{Dz} = 9276 \cdot \frac{1,656}{1 + 1,656} = 5783 \text{ [Nm]}$$

▪ „Varianta 3“

$$M_{Dp} = M_U \cdot \frac{1}{1 + i_D} \quad (5.8)$$

$$M_{Dp} = 9276 \cdot \frac{1}{1 + 2,409} = 2722 \text{ [Nm]}$$

$$M_{Dz} = M_U \cdot \frac{i_D}{1 + i_D} \quad (5.9)$$

$$M_{Dz} = 9276 \cdot \frac{2,409}{1 + 2,409} = 6554 \text{ [Nm]}$$

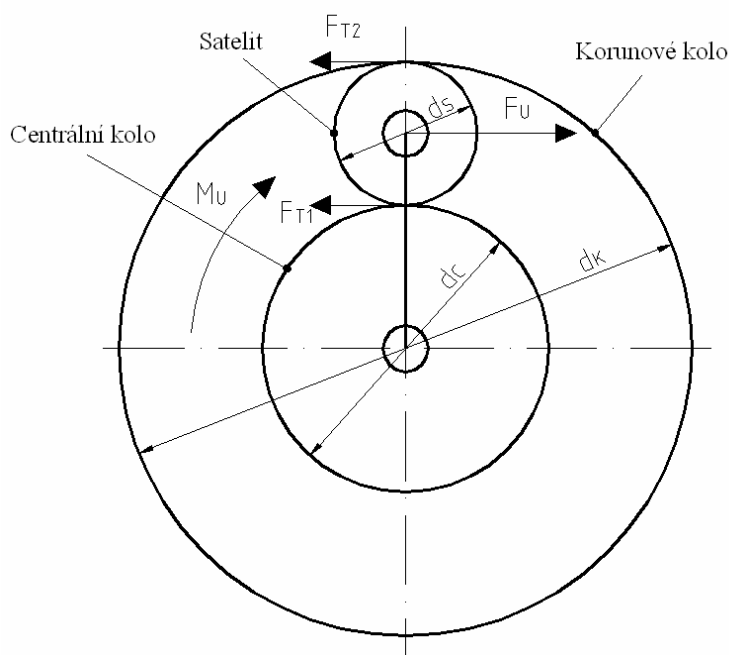
6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ DIFERENCIÁLU

Tato kapitola je zaměřena na rozbor sil v ozubení a pevnostní výpočet ozubení.

6.1 Síly působící na ozubení

Na obr 6.1 jsou znázorněny silové poměry v planetovém diferenciálu. Pro pevnostní výpočet ozubení je nutné vypočítat tečnou (obvodovou) sílu F_{T2} působící mezi satelitem a korunovým kolem a tečnou sílu F_{T1} působící mezi satelitem a centrálním kolem. Z rovnováhy sil působících na satelit platí vztah (6.1), kde F_T je síla působící v záběrech satelitu.

$$F_{T1} = F_{T2} = F_T \quad (6.1)$$



Obr. 6.1 – Silové poměry v planetovém diferenciálu

Výpočet síly F_T pro zadané varianty je uveden ve vztazích (6.2) až (6.4), kde $s = 5$ (viz kapitola 4.2) je počet satelitů, $K = 1,2$ je součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení

na jednotlivé satelity (zvolený viz [2]), d_C a d_K jsou roztečné průměry centrálního a korunového kola (příloha č.2 - 7).

▪ „Varianta 1“

$$F_T = \frac{2 \cdot M_{Dp}}{s \cdot d_C} \cdot K = \frac{2 \cdot M_{Dz}}{s \cdot d_K} \cdot K \quad (6.2)$$

$$F_T = \frac{2 \cdot 3131 \cdot 1000}{5 \cdot 60,75} \cdot 1,2 = 24739 \text{ [N]}$$

▪ „Varianta 2“

$$F_T = \frac{2 \cdot M_{Dp}}{s \cdot d_C} \cdot K = \frac{2 \cdot M_{Dz}}{s \cdot d_K} \cdot K \quad (6.3)$$

$$F_T = \frac{2 \cdot 3493 \cdot 1000}{5 \cdot 72} \cdot 1,2 = 23287 \text{ [N]}$$

▪ „Varianta 3“

$$F_T = \frac{2 \cdot M_{Dp}}{s \cdot d_C} \cdot K = \frac{2 \cdot M_{Dz}}{s \cdot d_K} \cdot K \quad (6.4)$$

$$F_T = \frac{2 \cdot 2722 \cdot 1000}{5 \cdot 49,5} \cdot 1,2 = 26396 \text{ [N]}$$

6.2 Pevnostní výpočet ozubení

Pro pevnostní výpočet byl použit program ČSNw [21], který vychází z výpočtové normy pro pevnostní výpočet čelních ozubených kol ČSN 01 4686, rozšířený o výpočet dle normy DIN 3990 (metoda B, C). Norma ČSN 01 4686 nedovoluje výpočet pro nestandardní tvar zubů nebo také pro součinitel trvaní záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$. Jiné normy jako ISO 6336 nebo DIN 3990 (metoda B, C) tyto požadavky respektují. Výpočet byl proveden zjednodušenou pevnostní kontrolou pomocí metody DIN 3990 (metoda C). Pevnostní výpočet byl proveden jednotlivě pro vnější soukolí (centrální kolo – satelit) a pro vnitřní soukolí (satelit - korunové kolo).

6.2.1 Vstupní parametry pro pevnostní výpočet

Zde je uvedeno zadání vstupních parametrů pro pevnostní výpočet „Varianta 1“. Pro „Varianta 2“ a „Varianta 3“ je zadání vstupních parametrů stejné, liší se pouze v zadání geometrie ozubení (příloha č.4 – č.7) a v síle zatížení ozubení F_T (vztah (6.3) a (6.4)).

▪ Centrální kolo - Satelit

Typ soukolí – vnější

Metoda výpočtu DIN, ISO-C

Zadání sil (momentů) – statické zatížení

Geometrie

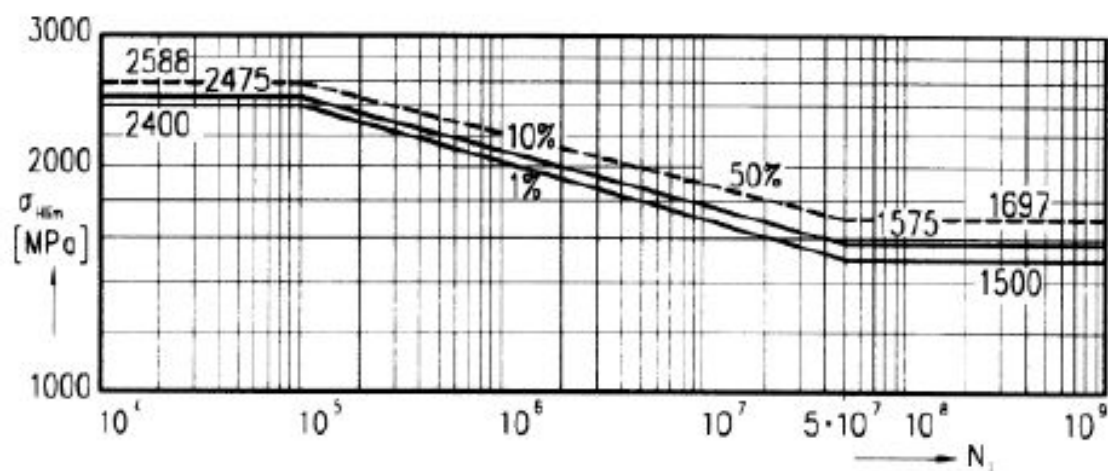
$z_1 = 27$	$[-]$	$z_2 = 13$	$[-]$
$x_1 = 0,1039$	$[-]$	$x_2 = 0,3621$	$[-]$
$d_{a1} = 65,6$	$[mm]$	$d_{a2} = 34,9$	$[mm]$
$m_n = 2,25$	$[mm]$	$a_w = 46$	$[mm]$
$\alpha_n = 25$	$[^\circ]$	$\beta = 0$	$[^\circ]$

Parametry základního profilu

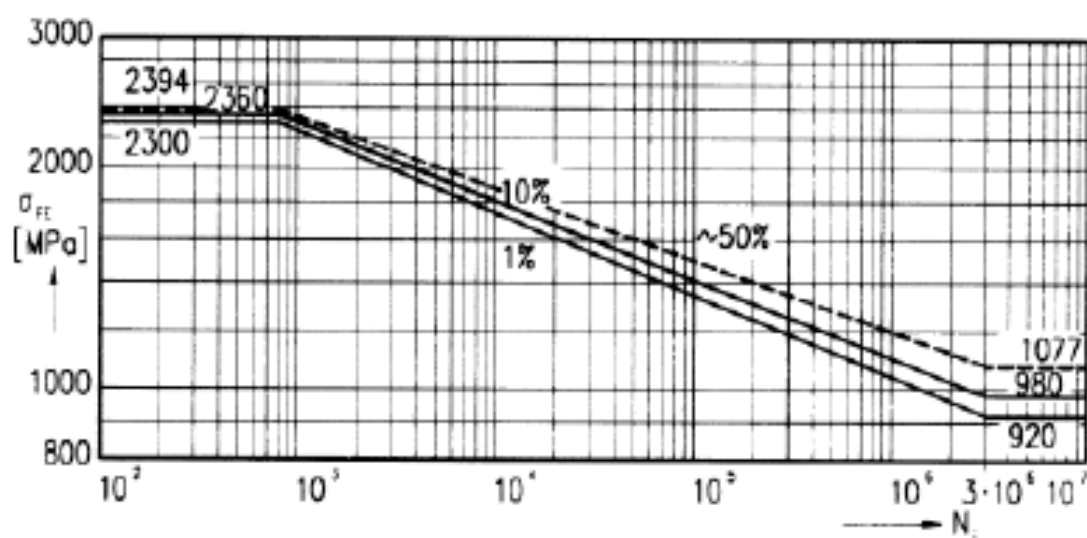
$h_{a1}^* = 1$	$[-]$	$h_{a2}^* = 1$	$[-]$
$c_{a1}^* = 0,25$	$[-]$	$c_{a2}^* = 0,25$	$[-]$
$\rho_{f1}^* = 0,3$	$[-]$	$\rho_{f2}^* = 0,3$	$[-]$

Materiály centrálního kola a satelitu

V některých oborech jsou tvary W-křivek pro nejpoužívanější materiály dány přímo v dodatcích k všeobecným standardům. Např. ISO 9082 aplikuje základní normu ISO 6336 pro automobilní průmysl (obdoba je DIN 3990), kde jsou přímo uvedeny W-křivky pro materiály užívané v automobilovém průmyslu. Pro materiál 16 MnCr 5, který odpovídá 14220.4 (cementovaný a kalený) jsou uvedeny z DIN převzaté W-křivky na obr. 6.2 pro dotyk a na obr. 6.3 pro ohyb [10].

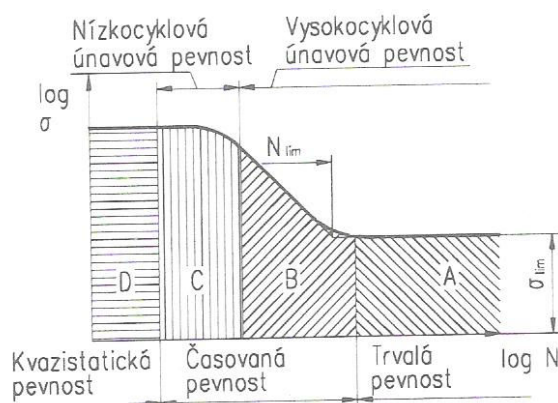


Obr. 6.2 – W-křivky oceli 14220.4 pro dotyk [10]



Obr. 6.3 – W-křivky oceli 14200.4 pro ohyb [10]

Ozubení planetového diferenciálu se pohybuje způsobem namáhání v oblasti časované pevnosti (obr. 6.4) blížící se nízkocyklovému zatěžování. Pro ozubená kola diferenciálu (centrální kolo, satelit, korunové kolo) byla odečtena z obr. 6.2 a z obr. 6.3 dovolená pevnost v dotyku $\sigma_{H\lim} = 2300 \text{ [MPa]}$ a dovolená pevnost v ohybu $\sigma_{F\lim} = 1800 \text{ [MPa]}$. Dovolené pevnosti v dotyku a ohybu byly odečteny pro pravděpodobnost poškození $P = 1 \text{ [%]}$.



Obr. 6.4 – Wöhlerova křivka [10]

$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1800$	[MPa]	$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1800$	[MPa]
$\sigma_{H \lim 1}^0 = 2300$	[MPa]	$\sigma_{H \lim 2}^0 = 2300$	[MPa]
$V_{HV1} = 650$	[-]	$V_{HV2} = 650$	[-]
$J_{HV1} = 250$	[-]	$J_{HV2} = 250$	[-]
$R_{m1} = 785$	[MPa]	$R_{m2} = 785$	[MPa]
$R_{e1} = 588$	[MPa]	$R_{e2} = 588$	[MPa]
$E_1 = 2,1 \cdot 10^5$	[MPa]	$E_2 = 2,1 \cdot 10^5$	[MPa]
$\nu_1 = 0,3$	[-]	$\nu_2 = 0,3$	[-]
14 220		14 220	
cementovaná kalená		cementovaná kalená	

Údaje o zatížení soukolí

$F_1 = 24739$	[N] viz vztah (6.2)		
$Y_{A1} = 1$	[-]	$Y_{A2} = 1$	[-]
$K_A = 1$	[-]	$K_{AS} = 2$	[-]

Rozměry centrálního kola a satelitu

$b_1 = 25$	[mm]	$b_2 = 25$	[mm]
------------	------	------------	------

Součinitel $K_{H\beta}$

Přímým zadáním $K_{H\beta} = 1$ [-]

Ostatní povinné vstupní součinitele

$Z_{R1} = 1$	[-]	$Z_{R2} = 1$	[-]
--------------	-----	--------------	-----

Ostatní vstupní součinitele dle DIN, ISO-C

$K_{F\alpha} = 1$	$[-]$	$K_{H\alpha} = 1$	$[-]$
$K_{Fv} = 1$	$[-]$	$K_{Hv} = 1$	$[-]$
$K_{F\beta} = 1$	$[-]$		
$Y_{FA1} = 1,959$	$[-]$	$Y_{FA2} = 1,988$	$[-]$
$Y_{SA1} = 1,858$	$[-]$	$Y_{SA2} = 1,864$	$[-]$
$Y_{FS1} = 3,640$	$[-]$	$Y_{FS2} = 3,704$	$[-]$

▪ Satelit – Korunové kolo

Při zadávání geometrie korunového kola je uvažováno korunové kolo jako ozubený hřeben.

Typ soukolí – vnější

Metoda výpočtu DIN, ISO-C

Zadání sil (momentů) – statické zatížení

Geometrie

$z_1 = 13$	$[-]$	$z_2 = 1000000$	$[-]$
$x_1 = 0,1039$	$[-]$		
$d_{a1} = 65,6$	$[mm]$		
$m_n = 2,25$	$[mm]$	$\beta = 0$	$[^\circ]$
$\alpha_n = 25$	$[^\circ]$		

Parametry základního profilu

$h_{a1}^* = 1$	$[-]$	$h_{a2}^* = 1$	$[-]$
$c_{a1}^* = 0,25$	$[-]$	$c_{a2}^* = 0,25$	$[-]$
$\rho_{f1}^* = 0,3$	$[-]$	$\rho_{f2}^* = 0,3$	$[-]$

Materiály satelitu a korunového kola

$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1800$	$[MPa]$	$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1800$	$[MPa]$
$\sigma_{H \lim 1}^0 = 2300$	$[MPa]$	$\sigma_{H \lim 2}^0 = 2300$	$[MPa]$
$V_{HV1} = 650$	$[-]$	$V_{HV2} = 650$	$[-]$
$J_{HV1} = 250$	$[-]$	$J_{HV2} = 250$	$[-]$
$R_{m1} = 785$	$[MPa]$	$R_{m2} = 785$	$[MPa]$
$R_{e1} = 588$	$[MPa]$	$R_{e2} = 588$	$[MPa]$
$E_1 = 2,1 \cdot 10^5$	$[MPa]$	$E_2 = 2,1 \cdot 10^5$	$[-]$

14 220

cementovaná kalená

14 220

cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

$$\begin{array}{llll} F_1 = 24739 & [N] \text{ viz vztah (6.2)} & & \\ Y_{A1} = 1 & [-] & Y_{A2} = 1 & [-] \\ K_A = 1 & [-] & K_{AS} = 2 & [-] \end{array}$$

Rozměry satelitu a korunového kola

$$b_1 = 25 \quad [mm] \quad b_2 = 25 \quad [mm]$$

Součinitel $K_{H\beta}$

Přímým zadáním $K_{H\beta} = 1 [-]$

Ostatní povinné vstupní součinitele

$$Z_{R1} = 1 \quad [-] \quad Z_{R2} = 1 \quad [-]$$

Ostatní vstupní součinitele dle DIN, ISO-C

$$\begin{array}{llll} K_{F\alpha} = 1 & [-] & K_{H\alpha} = 1 & [-] \\ K_{Fv} = 1 & [-] & K_{Hv} = 1 & [-] \\ K_{F\beta} = 1 & [-] & & \\ Y_{FA1} = 1,959 & [-] & Y_{FA2} = 1,988 & [-] \\ Y_{SA1} = 1,858 & [-] & Y_{SA2} = 1,864 & [-] \\ Y_{FS1} = 3,640 & [-] & Y_{FS2} = 3,704 & [-] \end{array}$$

6.2.2 Výsledky pevnostního výpočtu

Zde jsou opět uvedeny výsledné parametry pevnostního výpočtu ozubení pro „Varianta 1“. Výsledné parametry pro „Varianta 2“ a „Varianta 3“ jsou uvedeny v příloze č.12 – č.15.

▪ Centrální kolo - Satelit

Kontrola na ohyb

Napětí a bezpečnosti

$\sigma_{F1} = 1402,4$	$[MPa]$	$\sigma_{F2} = 1417,3$	$[MPa]$
$\sigma_{FP1} = 1800$	$[MPa]$	$\sigma_{FP2} = 1800$	$[MPa]$
$S_{F1} = 1,284$	$[-]$	$S_{F2} = 1,270$	$[-]$
$\sigma_{F \max 1} = 2804,7$	$[MPa]$	$\sigma_{F \max 2} = 2834,6$	$[MPa]$
$\sigma_{FP \max 1} = 3600$	$[MPa]$	$\sigma_{FP \max 2} = 3600$	$[MPa]$

Kontrola na dotyk

Napětí a bezpečnosti

$\sigma_{H1} = 2814,5$	$[MPa]$	$\sigma_{H2} = 2814,5$	$[MPa]$
$\sigma_{HP1} = 2300$	$[MPa]$	$\sigma_{HP2} = 2300$	$[MPa]$
$S_{H1} = 0,817$	$[-]$	$S_{H2} = 0,817$	$[-]$
$\sigma_{H \max 1} = 3980,3$	$[MPa]$	$\sigma_{H \max 2} = 3980,3$	$[MPa]$
$\sigma_{HP \max 1} = 2600$	$[MPa]$	$\sigma_{HP \max 2} = 2600$	$[MPa]$

▪ Satelit – Korunové kolo

Kontrola na ohyb

Napětí a bezpečnosti

$\sigma_{F1} = 1339,7$	$[MPa]$	$\sigma_{F2} = 1782,7$	$[MPa]$
$\sigma_{FP1} = 1800$	$[MPa]$	$\sigma_{FP2} = 1800$	$[MPa]$
$S_{F1} = 1,344$	$[-]$	$S_{F2} = 1,010$	$[-]$
$\sigma_{F \max 1} = 2679,4$	$[MPa]$	$\sigma_{F \max 2} = 3565,4$	$[MPa]$
$\sigma_{FP \max 1} = 3600$	$[MPa]$	$\sigma_{FP \max 2} = 3600$	$[MPa]$

Kontrola na dotyk

Napětí a bezpečnosti

$\sigma_{H1} = 2399,9$	$[MPa]$	$\sigma_{H2} = 2399,9$	$[MPa]$
$\sigma_{HP1} = 2300$	$[MPa]$	$\sigma_{HP2} = 2300$	$[MPa]$
$S_{H1} = 0,958$	$[-]$	$S_{H2} = 0,958$	$[-]$
$\sigma_{H \max 1} = 3394$	$[MPa]$	$\sigma_{H \max 2} = 3394$	$[MPa]$
$\sigma_{HP \max 1} = 2600$	$[MPa]$	$\sigma_{HP \max 2} = 2600$	$[MPa]$

6.3 Shrnutí bezpečností pevnostních výpočtů

Výsledné bezpečnosti v ohybu a dotyku pro jednotlivé varianty jsou přehledně zobrazeny v tab. 6.1. Z tab. 6.1 je patrné, že bezpečnosti v ohybu pro všechny varianty jsou dostačující. Bezpečnost v dotyku není tak důležitá jako v ohybu, jelikož obvodová rychlost ozubení diferenciálů je velmi malá. I tak jsou bezpečnosti v dotyku dostačující.

Varianty	Soukolí	Bezpečnost v ohybu	Bezpečnost v dotyku
		$S_F [-]$	$S_H [-]$
„Varianta 1“	centrální kolo	1,284	0,817
	satelit	1,270	
	satelit	1,344	0,958
	korunové kolo	1,010	
„Varianta 2“	centrální kolo	1,312	0,769
	satelit	1,339	
	satelit	1,367	0,908
	korunové kolo	1,098	
„Varianta 3“	centrální kolo	1,190	0,795
	satelit	1,208	
	satelit	1,274	1,050
	korunové kolo	1,095	

Tab. 6.1 – Shrnutí bezpečností pro zadané varianty

7 PEVNOSTNÍ KONTROLA SPOJOVANÝCH ČÁSTÍ

Tato kapitola je zaměřena na pevnostní kontroly jednotlivých částí planetového diferenciálu (čep, unášec satelitů, hřídele, evolventní drážkování). Pevnostní kontroly spojovaných částí jsou dále prováděny pro maximální zatížení a jen pro „Varianta 1“.

7.1 Čep satelitu

Čep je namáhán silou od unášeče F_U dle obr. 6.1. Síla F_U působící na čep je dána vztahem (7.1), kde F_T je tečná síla v ozubení, viz vztah (6.2). Pro přesnější zatížení čepu byl proveden přepočet síly F_U na spojitě zatížení q dle vztahu (7.2), viz obr. 7.1 a 7.2. Kontrola čepu byla provedena na ohyb a otláčení. Materiál čepu byl volen 14 220 dle [3], kde jeho mez pevnosti je $R_m = 758 \text{ [MPa]}$ a mez kluzu $R_e = 588 \text{ [MPa]}$.

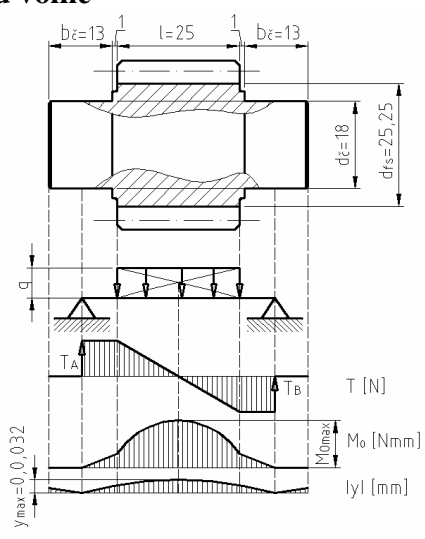
$$F_U = 2 \cdot F_T \quad (7.1)$$

$$F_U = 2 \cdot 24739 = 49478 \text{ [N]}$$

$$q = \frac{F_U}{l} \quad (7.2)$$

$$q = \frac{49478}{25} = 1979,12 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

- **Varianta uložení čepu volně**



Obr. 7.1 – Zatížení čepu s průběhy posouvajících sil T , ohybových momentů M_o a deformací y

Síly v podpěrách:

$$T_A = T_B = \frac{q \cdot l}{2} \quad (7.3)$$

$$T_A = \frac{1979,12 \cdot 25}{2} = 24739 \text{ [N]}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{O_{\max}} = T_A \cdot \left(\frac{b_{\xi}}{2} + 1 + \frac{l}{2} \right) - q \cdot \frac{l^2}{8} \quad (7.4)$$

$$M_{O_{\max}} = 24739 \cdot \left(\frac{13}{2} + 1 + \frac{25}{2} \right) - 1979,12 \cdot \frac{25^2}{8} = 340162 \text{ [Nmm]}$$

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{O_{\max}}}{\pi \cdot d_{fs}^3} \quad (7.5)$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 340162}{\pi \cdot 25,25^3} = 215,2 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost v ohybu:

$$k_o = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (7.6)$$

$$k = \frac{588}{215,2} = 2,73 \text{ [-]}$$

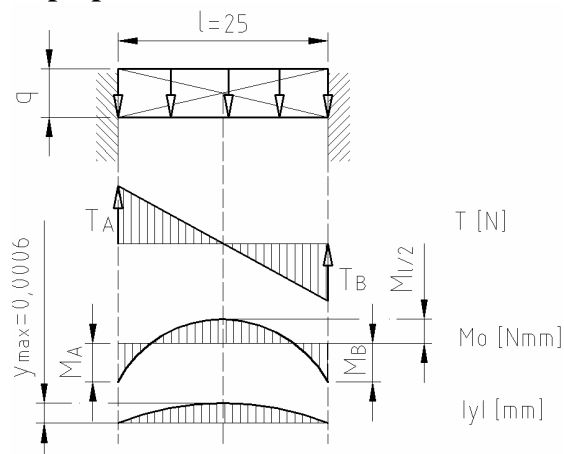
Kontrola na otláčení:

Pro tento typ uložení a použitý materiál je stanoven $p_D = 200 \text{ [MPa]}$.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_A}{d_{\xi} \cdot b_{\xi}} \leq p_D \quad (7.7)$$

$$p = \frac{24739}{18 \cdot 13} = 105,7 \leq 200 \text{ [MPa]}$$

- Varianta uložení čepu pevně**



Obr. 7.2 – Zatížení čepu s průběhy posouvajících sil T , ohybových momentů M_O a deformací y

Reakční moment v podpěrách:

$$M_A = M_B = -\frac{q \cdot l^2}{12} \quad (7.8)$$

$$M_A = -\frac{1979,12 \cdot 25^2}{12} = -103080 \text{ [Nmm]}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{l/2} = \frac{q \cdot l^2}{24} \quad (7.9)$$

$$M_{l/2} = \frac{1979,12 \cdot 25^2}{24} = 51540 \text{ [Nmm]}$$

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_A}{\pi \cdot d_{fs}^3} \quad (7.10)$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 103080}{\pi \cdot 25,25^3} = 65,2 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost v ohybu:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} \quad (7.11)$$

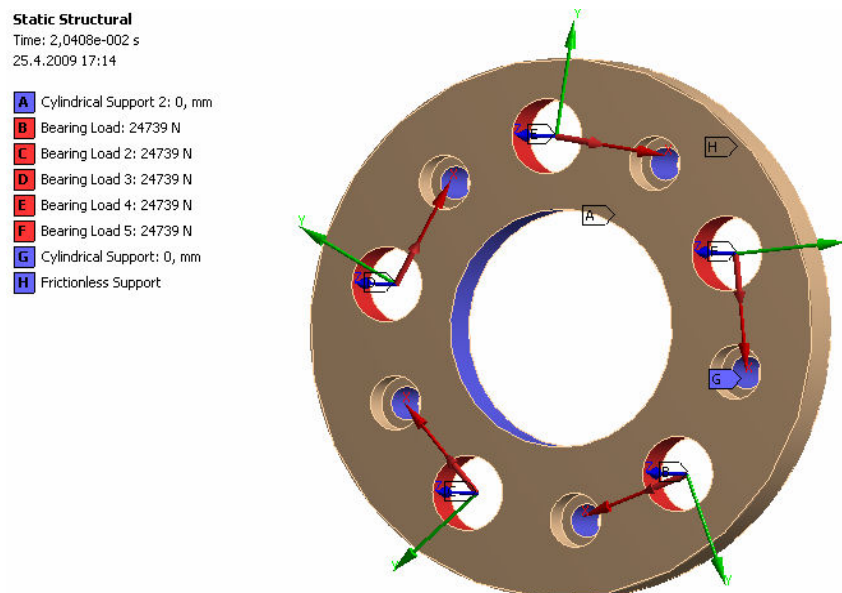
$$k_o = \frac{588}{65,2} = 9,02 \text{ [-]}$$

Čep byl kontrolován pro dva případy, kdy je uložen volně (obr. 7.1) a pevně (obr. 7.2). Výsledné bezpečnosti v ohybu jsou dostačující pro oba případy, viz vztah (7.6) a (7.11). Kontrola na otláčení je také vyhovující, viz vztah (7.7).

7.2 Unášec satelitů

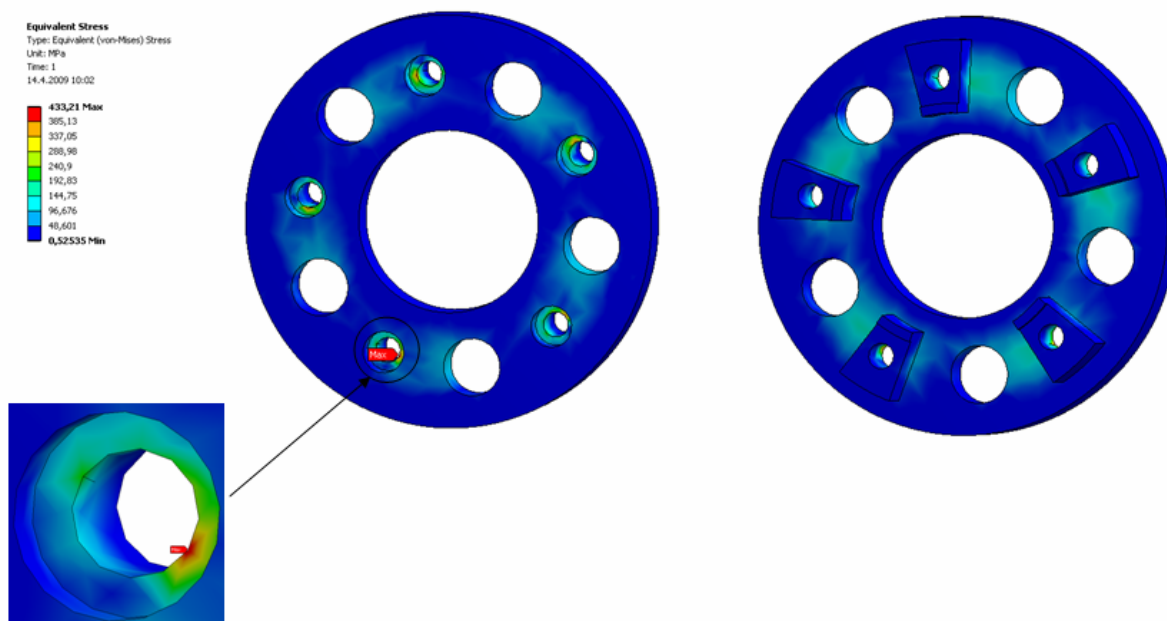
Kontrola unášeče satelitů byla provedena metodou konečných prvků (MKP) pomocí softwaru Ansys [26]. Věrohodnost výpočtového modelu je závislá zejména na správném zadání okrajových podmínek (obr. 7.3) a způsobu rozložení zatížení. Okrajové podmínky byly definovány v místě děr pro šrouby, kde byl zaveden cylindrický souřadný systém a byla povolena rotace. V místě díry pro nasunutí na hřídel byl opět zaveden cylindrický souřadný systém a byla povolena rotace. Poslední okrajovou podmínkou bylo zabránění posuvu v axiálním směru.

Unášec je zatížen od čepu silou $T_A = 24738,8$ [N], viz vztah (7.3). Pro přesné specifikování zatížení byl v místě děr pro čepy zaveden kartézský souřadný systém pootočený tak, aby osa x směřovala ve směru tečném (obr. 7.3). Do směru osy x byla pak zadána síla T_A .

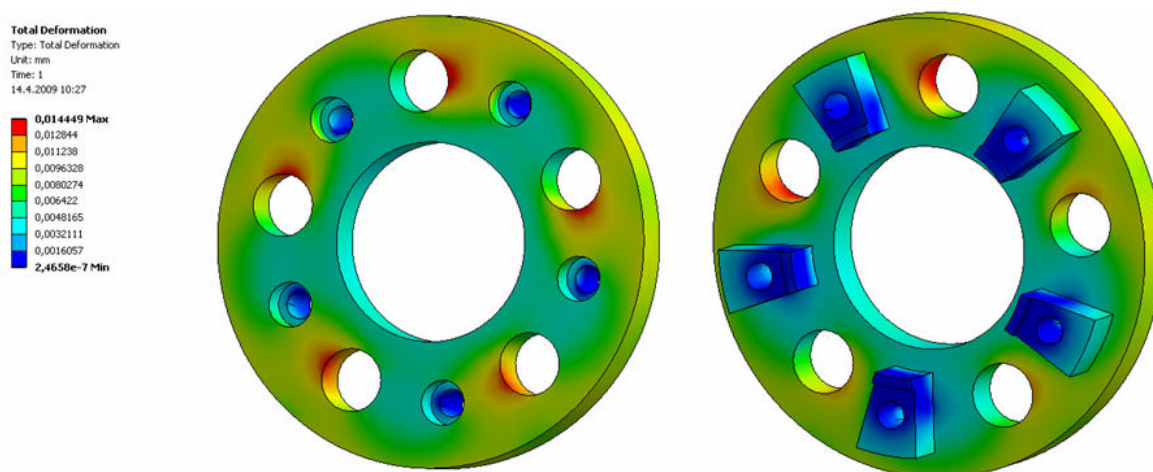


Obr. 7.3 – Stanovení okrajových podmínek

▪ výsledky výpočtu MKP



Obr. 7.4 – Výsledný průběh napětí v unášceči



Obr. 7.5 – Výsledná deformace v unášceči

Výsledné hodnoty redukovaného napětí (hypotéza HMH) jsou zobrazeny na obr. 7.4. Maximální napětí $\sigma_{\max} = 433,2 \text{ [MPa]}$ se nachází v místě díry pro šroub. Materiál unášceče byl volen 14 220 dle [3], kde jeho mez pevnosti je $R_m = 758 \text{ [MPa]}$ a mez kluzu $R_e = 588 \text{ [MPa]}$.

Výsledná bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} \quad (7.12)$$

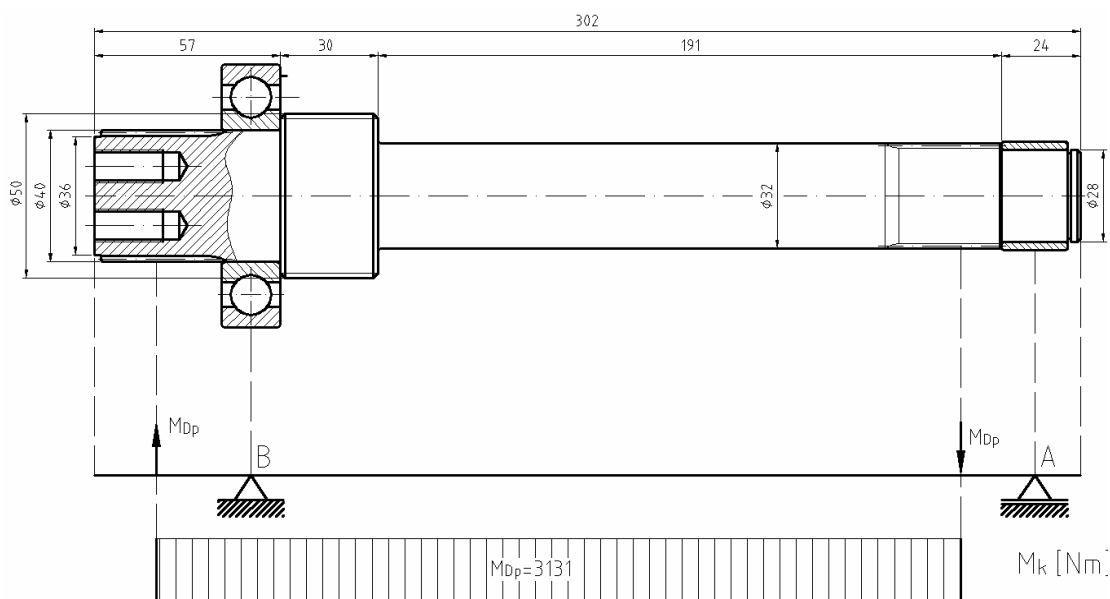
$$k = \frac{588}{433,2} = 1,36 \quad [-]$$

Výsledná bezpečnost je poměrně nízká, což je způsobeno výskytem lokální špičky napětí σ_{\max} . Tato špička napětí je způsobena zadáním okrajových podmínek a ve skutečnosti tak velká nebude. Maximální napětí se bude pohybovat kolem $\sigma'_{\max} = 260 \text{ [MPa]}$ a výsledná bezpečnost tak vzroste na $k' = 2,26 \quad [-]$, což je dostačující.

Výsledná deformace unášeče je zobrazena na obr. 7.5, kde maximální deformace je $y_{\max} = 0,014 \text{ [mm]}$, což je vyhovující.

7.3 Hřídel k přední nápravě

Jelikož se radiální síly na centrálním kole z jednotlivých satelitů navzájem vyruší, je tato hřídel namáhána pouze krouticím momentem M_{Dp} od centrálního kola dle obr. 7.6. Výpočet potřebného průměru pro přenos krouticího momentu je uveden ve vztahu (7.13). Hřídel je zhotovena z materiálu 16 523 dle [3], kde jeho mez pevnosti je $R_m = 1230 \text{ [MPa]}$ a mez kluzu $R_e = 1030 \text{ [MPa]}$.



Obr. 7.6 – Průběh krouticího momentu v hřídeli

Potřebný průměr pro přenos krouticího momentu:

$$\tau_{KT} \geq \tau_K \cdot S_D = \frac{M_K}{W_K} \cdot S_D = \frac{16 \cdot M_{Dp} \cdot S_D}{\pi \cdot d_{HP}^3} \Rightarrow d_{HP} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{Dp} \cdot S_D}{\pi \cdot \tau_{KT}}} \quad (7.13)$$

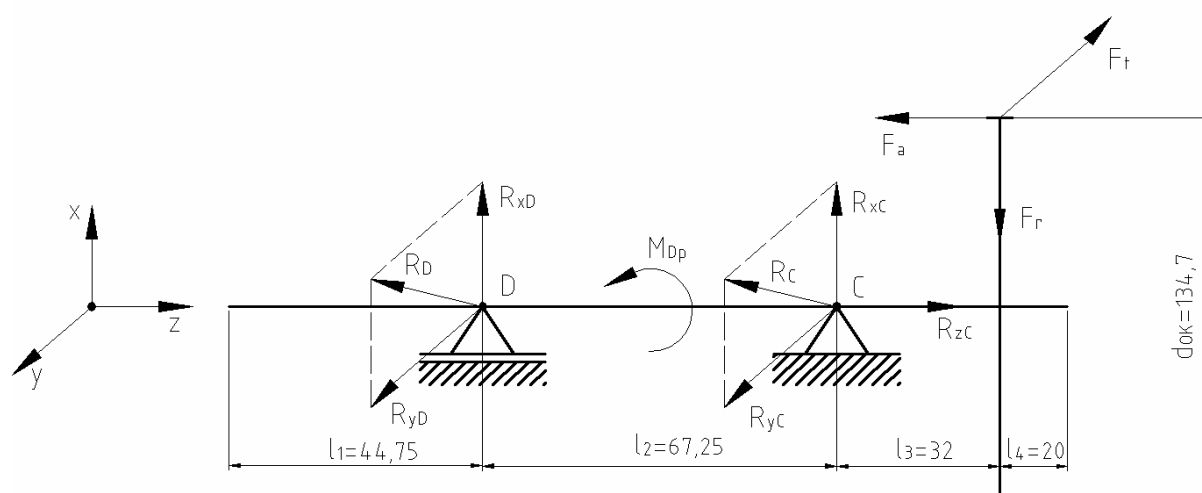
$$d_{HP} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 3131 \cdot 1,3}{\pi \cdot 700}} = 30,92 \text{ [mm]}$$

kde τ_{KT} ... smluvní mez kluzu v krutu, dle [1] $\tau_{KT} = 700 \text{ [MPa]}$,

S_D ... provozní součinitel hřídele, který je dán jeho umístěním, maximálním dynamickým zatížením a typem vozidla, resp. jeho provozu, dle [1] $S_D = 1,3 \text{ [-]}$.

7.4 Dutý hřídel

Tato hřídel je zatížena pouze při zapnuté uzávěrce. Hřídel je zatížena od vnitřních sil z ozubení hnaného ozubeného kola (klec diferenciálu). Ty vznikají na roztečné kružnici d_{OK} (viz příloha č.8) hnaného ozubeného kola (klec diferenciálu) a lze je rozložit do dvou rovin. Podle zvoleného souřadného systému (obr. 7.7), je to rovina Z-Y, ve které působí tečná (obvodová) síla F_t a rovina Z-X, ve které působí radiální síla F_r a axiální síla F_a . Hřídel je pak namáhána těmito silami a krouticím momentem M_{Dp} (viz vztah (5.4)). Výpočet jednotlivých sil z ozubení je uveden ve vztazích (7.14) až (7.16).



Obr. 7.7 – Rozložení sil působících na hřídel

Obvodová (tečná) síla:

$$F_t = \frac{2000 \cdot M_U}{d_{OK}} \quad (7.14)$$
$$F_t = \frac{2000 \cdot 9276}{134,7} = 137728,3 \text{ [N]}$$

Radiální síla:

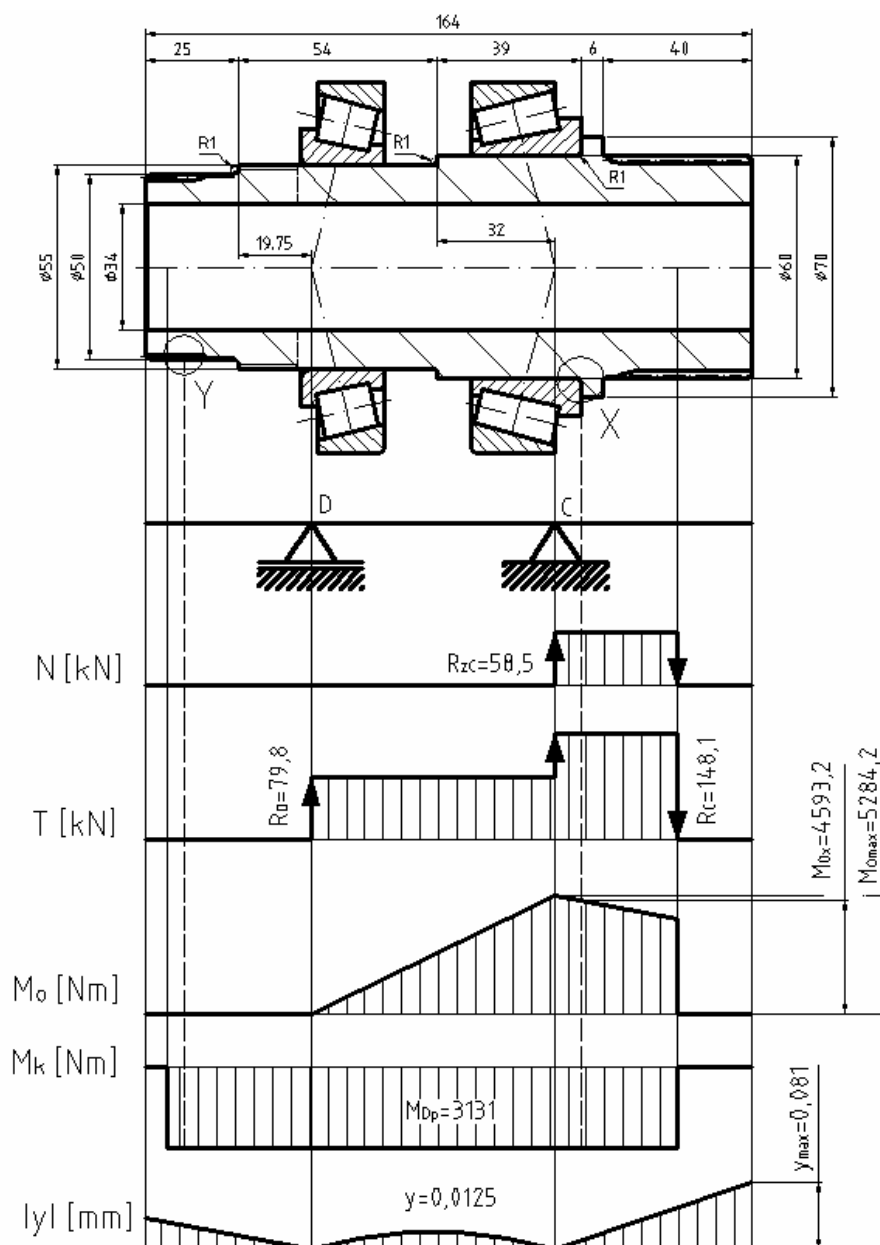
$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (7.15)$$
$$F_r = 137728,3 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 23} = 54458,2 \text{ [N]}$$

Axiální síla:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (7.16)$$
$$F_a = 137728,3 \cdot \operatorname{tg} 23 = 58462,2 \text{ [N]}$$

7.4.1 Výpočet výsledných průběhů zatížení

Výpočet výsledných průběhů zatížení byl proveden v programu HŘÍDEL [23]. Na obr. 7.8 je zobrazen výsledný průběh (sklopený do jedné roviny) osových sil N (zatím bez přídatných axiálních sil od kuželíkových ložisek), posouvajících sil T , ohybových momentů M_o , krouticích momentů M_k a výsledná deformace y .



Obr. 7.8 – Návrh hřídele s hlavními rozměry, výslednými průběhy zatížení a vyznačenými nebezpečnými průřezy

7.4.2 Pevnostní kontrola statická

Průměry dutého hřídele vyplynuly z konstrukčního řešení, jelikož dutý hřídel je nasunut na hřídel k přední nápravě (obr. 7.6). Podle rozložení namáhání je maximální zatížení hřídele v místě osazení hřídele pro opření ložiska (průřez X, obr. 7.5). Dále byla provedena pevnostní kontrola v místě průřezu Y (obr. 7.5) z důvodu nejslabšího průřezu hřídele. Pro výpočet statické pevnostní kontroly je nezbytně nutné znát moduly průřezu v ohybu a krutu pro zvolené průřezy uvedené v tab. 7.1.

Hřídel je zhotovena z materiálu 16 523 dle [3], kde jeho mez pevnosti je $R_m = 1230$ [MPa] a mez kluzu $R_e = 1030$ [MPa].

Průřez	Modul průřezu	
	v krutu W_K [mm ³]	v ohybu W_O [mm ³]
X	38038,4	19019,2
Y	19295,9	-

Tab. 7.1 – Moduly průřezu pro zvolené průřezy

▪ **Výpočet pro průřez X:**

Krutové napětí:

$$\tau_K = \frac{M_{Dp}}{W_K} \quad (7.17)$$

$$\tau_K = \frac{3131 \cdot 10^3}{38038,4} = 82,3 \text{ [MPa]}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_O = \frac{M_{Ox}}{W_O} \quad (7.18)$$

$$\sigma_O = \frac{4593,2 \cdot 10^3}{19019,2} = 241,5 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí podle hypotézy HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \quad (7.19)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{241,5^2 + 3 \cdot 82,3^2} = 280,4 \text{ [MPa]}$$

Statická bezpečnost:

$$k_{stat} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (7.20)$$

$$k_{stat} = \frac{1030}{280,4} = 3,67 \text{ [-]}$$

▪ Výpočet pro průřez Y

Krutové napětí:

$$\tau_K = \frac{M_{Dp}}{W_K} \quad (7.21)$$

$$\tau_K = \frac{3131 \cdot 10^3}{19295,9} = 162,3 \text{ [MPa]}$$

Statická bezpečnost:

Smluvní mez kluzu v krutu dle [1] $\tau_{KT} = 700 \text{ [MPa]}$, tvarový součinitel drážkovaného hřídele dle [5] $\alpha_\tau = 2,2 \text{ [-]}$.

$$k_{stat} = \frac{\tau_{KT}}{\alpha_\tau \cdot \tau_K} \quad (7.22)$$

$$k_{stat} = \frac{700}{2,2 \cdot 162,3} = 1,96 \text{ [-]}$$

7.4.3 Únavová kontrola

Kontrola v místě průřezu X byla provedena podle zjednodušené úvahy, že hřídel je namáhána střídavě souměrným ohybovým napětím s amplitudou σ_o a statickým napětím τ_K . V místě průřezu Y se kontrola neprováděla z důvodu absence ohybového napětí. Tento průřez je namáhám pouze krutovým napětím.

▪ Základní mez únavy pro střídavě souměrné zatížení:

Vztah (7.23) byl zvolen v závislosti na pevnosti použitého materiálu hřídele a jejího zatížení dle [4].

$$\begin{aligned} \sigma_{oc} &= 0,44 \cdot R_m \\ \sigma_{oc} &= 0,44 \cdot 1230 = 541,2 \text{ [MPa]} \end{aligned} \quad (7.23)$$

▪ Základní mez únavy pro střídavě souměrné zatížení součásti s vrubem:

Určení součinitele velikosti ε_v závisí na kvalitě materiálu a způsobu zatěžování a byl stanoven dle [4]. Určení součinitele jakosti povrchu η_p závisí na střední aritmetické hodnotě drsnosti (tedy způsobu opracování) a pevnosti materiálu a byl určen dle [4].

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{oc} \cdot \eta_p \cdot \varepsilon_v}{\beta} \quad (7.24)$$

$$\sigma_{co}^* = \frac{541,2 \cdot 0,87 \cdot 0,78}{2,5} = 146,9 \text{ [MPa]}$$

Stanovení vrubového součinitele β podle Neubergera:

Kde α - tvarový součinitel napětí, A - Neubergerova konstanta, určená dle [4], ρ - poloměr zaoblení.

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \sqrt{\frac{A}{\rho}}} \quad (7.25)$$

$$\beta = 1 + \frac{3 - 1}{1 + \sqrt{\frac{0,11}{1}}} = 2,5 \text{ [-]}$$

Určení tvarového součinitele α :

Součinitel byl odečten z diagramu pro zaoblený přechod, dutý hřídel, ohyb dle [4].

$$\frac{d_o}{d} = 0,59 \text{ [-]}, \frac{r}{d} = \frac{1}{60} = 0,017 \text{ [-]}, \frac{D}{d} = \frac{70}{60} = 1,167 \text{ [-]} \rightarrow \text{součinitel } \alpha_o = 3 \text{ [-]}$$

kde, d_o - vnitřní průměr duté hřídele,

d - vnější průměr duté hřídele,

r - poloměr zaoblení,

D - průměr osazení duté hřídele.

▪ Určení únavové bezpečnosti v ohybu:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} \quad (7.26)$$

$$k_\sigma = \frac{146,9}{116,05} = 1,27 \text{ [-]}$$

▪ Určení statické bezpečnosti v krutu:

Smluvní mez kluzu v krutu $\tau_{KT} = 700 \text{ [MPa]}$ byla volena dle [1].

$$k_\tau = \frac{\tau_{KT}}{\tau_K} \quad (7.27)$$

$$k_\tau = \frac{700}{81,95} = 8,54 \text{ [-]}$$

▪ **Výpočet výsledné únavové bezpečnosti:**

$$k_{dyn} = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} \quad (7.28)$$

$$k_{dyn} = \frac{1,27 \cdot 8,54}{\sqrt{1,27^2 + 8,54^2}} = 1,26 \quad [-]$$

7.4.4 Shrnutí bezpečností pro zvolené průřezy

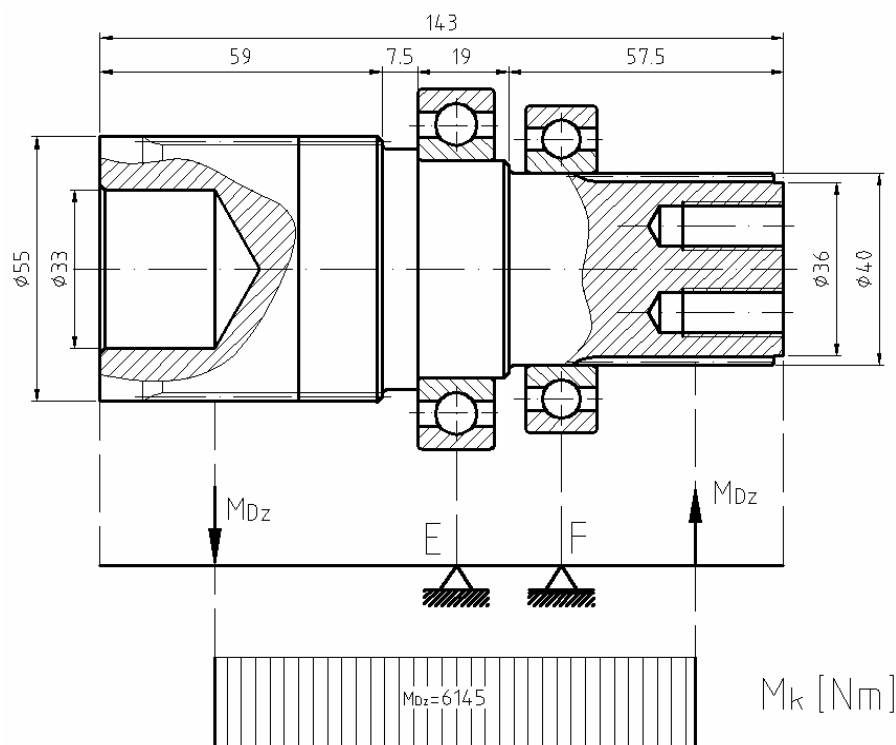
Jak výsledná bezpečnost únavového namáhání hřídele, tak statické bezpečnosti jsou v místech předpokládaných nebezpečných průřezů X a Y vyhovující (viz Tab. 7.2). Dalším důležitým kritériem je však ohybová tuhost hřídele (viz kapitola 8.3).

Průřez	Bezpečnost	
	statická $k_{stat} \quad [-]$	únavová $k_{dyn} \quad [-]$
X	3,67	1,26
Y	1,96	-

Tab. 7.2 – Bezpečnosti zvolených průřezů

7.5 Hřídel k zadní nápravě

Jelikož se radiální síly na korunovém kole z jednotlivých satelitů navzájem vyruší, je tato hřídel namáhána pouze krouticím momentem M_{Dz} od korunového kola dle obr. 7.9. Výpočet potřebného průměru pro přenos krouticího momentu je uveden ve vztahu (7.29). Hřídel je zhotovena z materiálu 16 523 dle [3], kde jeho mez pevnosti je $R_m = 1230 \text{ [MPa]}$ a mez kluzu $R_e = 1030 \text{ [MPa]}$.



Obr. 7.9 Průběh krouticího momentu v hřídeli

Potřebný průměr pro přenos krouticího momentu:

$$\tau_{KT} \geq \tau_K \cdot S_D = \frac{M_K}{W_K} \cdot S_D = \frac{16 \cdot M_{Dz} \cdot S_D}{\pi \cdot d_{HZ}^3} \Rightarrow d_{HZ} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{Dz} \cdot S_D}{\pi \cdot \tau_{KT}}} \quad (7.29)$$

$$d_{HZ} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 6145 \cdot 1,3}{\pi \cdot 700}} = 38,74 \text{ [mm]}$$

kde τ_{KT} ... smluvní mez kluzu v krutu, dle [1] $\tau_{KT} = 700 \text{ [MPa]}$,

S_D ... provozní součinitel hřídele, který je dán jeho umístěním, maximálním dynamickým zatížením a typem vozidla, resp. jeho provozu, dle [1] $S_D = 1,3 \text{ [-]}$.

7.6 Evolventní drážkování

Umístění evolventních drážkovaných spojů pro přenos krouticího momentu je patrné z obr. 7.11. Základní parametry a rozměry drážkování byly zvoleny dle [8, 9]. Jmenovité průměry drážkování D_j byly zvoleny na základě průměrů hřídelí, všechny drážkování byly zvoleny se středěním na boky zubů. Kontroly jednotlivých drážkování byly provedeny na

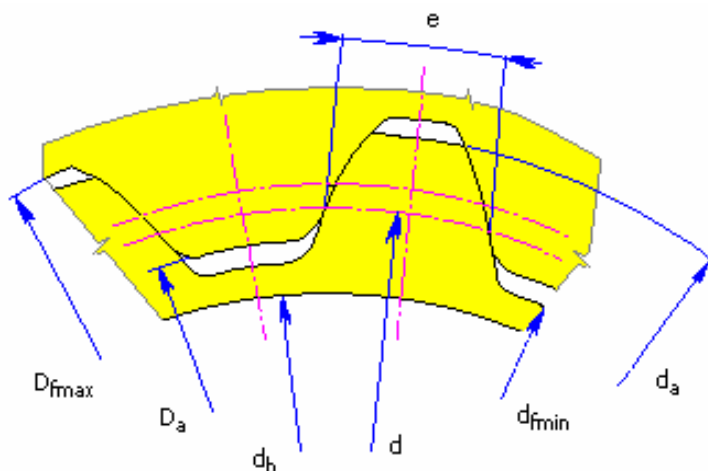
otlačení mezi boky drážek dle [6]. Příklad kontrolního výpočtu je uveden pro hnané ozubené kolo na dutém hřídeli. Ostatní kontrolní výpočty byly provedeny analogicky.

▪ Hnané ozubené kolo na dutém hřídeli

Označení: evolventní drážkování 60 x 2,5 x 7H/8p ČSN 01 4955

Rozměry evolventního drážkování:

$$\begin{array}{lll} D_j = 60 \text{ [mm]} & D_a = 55 \text{ [mm]} & D_{f\max} = 60,5 \text{ [mm]} \quad z = 22 \text{ [-]} \\ d = 55 \text{ [mm]} & d_a = 59,5 \text{ [mm]} & d_{f\min} = 54 \text{ [mm]} \end{array}$$



Obr. 7.10 – Základní rozměry evolventního drážkování

Tlak v opěrné ploše drážky:

$$p = \frac{2000 \cdot M_{Dp}}{D_s \cdot z \cdot \varphi_z \cdot h \cdot L} \quad (7.30)$$

$$p = \frac{2000 \cdot 3131}{57,25 \cdot 22 \cdot 0,7 \cdot 2,25 \cdot 35} = 89,7 \text{ [MPa]}$$

kde D_s střední průměr spoje $D_s = \frac{D_a + d_a}{2} = \frac{55 + 59,5}{2} = 57,25 \text{ [mm]},$

z počet zubů,

φ_z součinitel styku boku zubů $\varphi_z = (0,4 \div 1),$

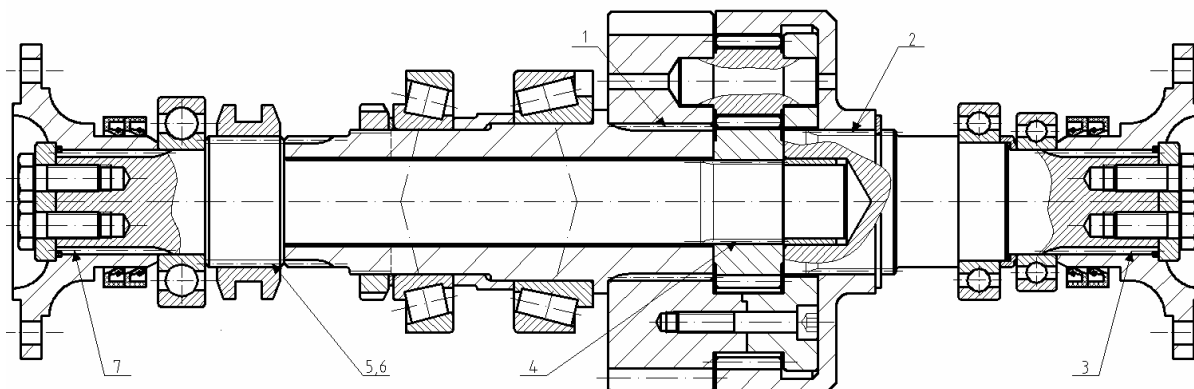
h nosná výška drážkování $h = \frac{d_a - D_a}{2} = \frac{59,5 - 55}{2} = 2,25 \text{ [mm]},$

L činná délka drážkování.

Bezpečnost na otlacení:

$$k_{otlač} = \frac{p_D}{p} \quad (7.31)$$

$$k_{otlač} = \frac{285}{89,7} = 3,16 \quad [-]$$



Obr. 7.11 - Umístění evolventních drážkovaných spojů

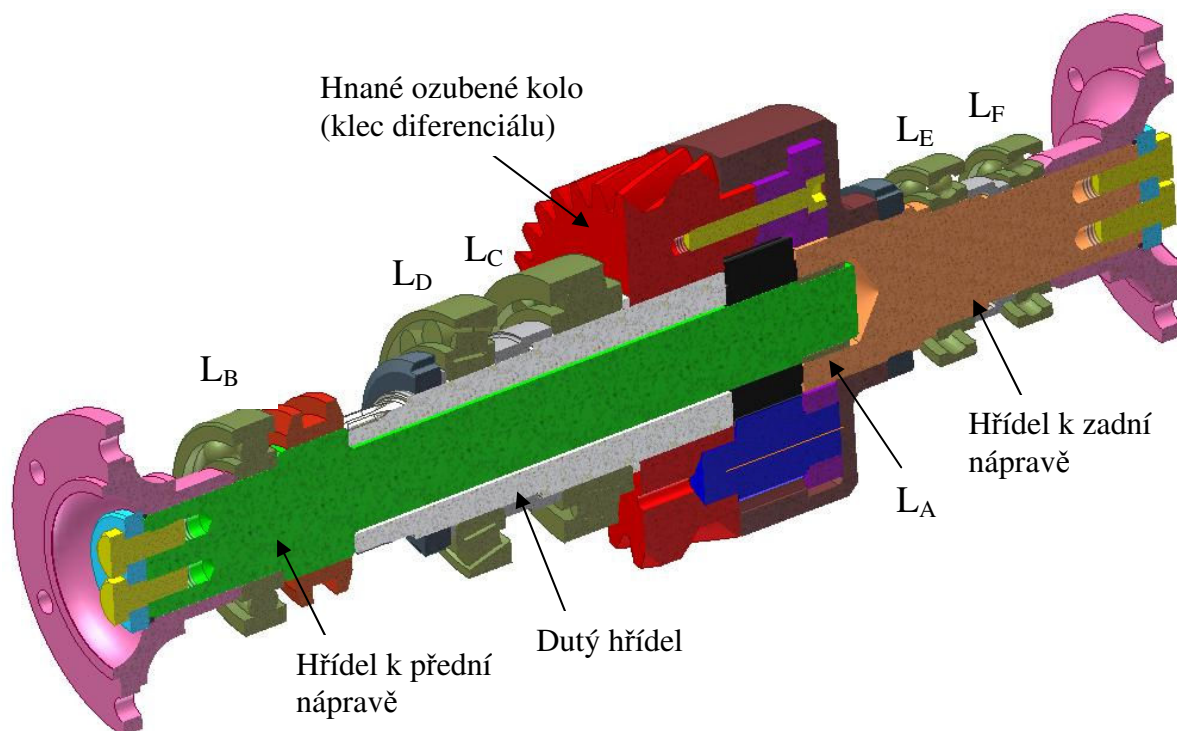
V tab. 7.3 jsou uvedeny základní parametry drážkování s vypočtenými tlaky mezi boky drážek. Dovolené hodnoty tlaků p_D byly odečteny z diagramu (příloha č.9). Výsledné bezpečnosti na otlacení boků drážek jsou v některých případech umístění drážkovaných spojů nevyhovující. Jelikož byla kontrola provedena pro maximální krouticí moment (tedy při zařazeném prvním převodovém stupni), byly tyto bezpečnosti stanoveny jako vyhovující. Použití uzávěrky je navíc pouze krátkodobé a výjimečné.

Čís.	Umístění	Jmen. průměr D_j [mm]	Modul m [mm]	Počet zubů z [–]	Činná délka dráž. L [mm]	Souč. styku zubů φ_z [–]	Vlastnosti materiálu		Uložení drážek	Zátěžný moment M [Nm]	Vypočtené hodnoty		
							Hřidel	Náboj			Tlak mezi boky drážek		
											Dov. tlak p_D [MPa]	Vypočt. tlak P [MPa]	Bezp. na otláčení $k_{otlač}$ [–]
1	hnané ozub. kolo na dutém hřídeli	60	2,5	22	35	0,7	1230	758	pevné s mikrop.	3131	285	90,2	3,16
2	korun. kolo na hřídeli k zad. nápr.	55	2	26	30	0,7	1230	758	pevné s mikrop.	6145	285	236,8	1,21
3	příruba na hřídeli k zad. nápr.	40	2,5	14	37	0,7	1230	758	pevné	6145	382	404,4	0,94
4	centrální kolo na hřídeli k před. nápr.	32	1,5	20	27	0,7	1230	758	pevné s mikrop.	3131	285	404,3	0,71
5,6	uzávěrka dif. na dutém hřídeli a hřid. k před. nápr.	50	2,5	18	12	0,7	1230	758	posuvné bez zatížení	3131	142	389,6	0,36
7	příruba na hřídeli k před. nápr.	40	2,5	14	37	0,7	1230	758	pevné	3131	382	206,1	1,85

Tab. 7.3 – Tabulka evolventních drážkování

8 VÝPOČET LOŽISEK

Umístění ložisek je patrné z obr. 8.1. K uložení dutého hřídele je použito kuželíkových ložisek L_C , L_D . K uložení hřídele k přední nápravě je použito kuličkového jednořadého ložiska L_B a samomazného pouzdra L_A . K uložení hřídele k zadní nápravě je použito dvou kuličkových jednořadých ložisek L_E , L_F .



Obr. 8.1 - Umístění a označení ložisek

Ložiska se dimenzují pro střední zatížení neboli ekvivalentní moment M_{ekv} . Pro výpočet ekvivalentního momentu na vstupu do přídatné převodovky dle vztahu (8.1) je potřeba znát využití převodových stupňů v traktu nákladního automobilu. Využití převodových stupňů dle DIN 3990 je uvedeno v tab. 8.1. Dále také otáčky a krouticí moment na motoru. Pro nákladní automobil je použita šestistupňová převodovka ZF 6 S 1000 TO dle [16].

Pro dosažení maximálního krouticího momentu na vstupu do přídatné převodovky (viz kapitola 2) je moment na motoru $M_{MOT} = 889 \text{ [Nm]}$. Otáčky vznětového motoru $n_{MOT} = 2300 \text{ [min}^{-1}\text{]}$.

	Zařazený převodový stupeň					
	1	2	3	4	5	6
Převod i [–]	6,75	3,6	2,13	1,39	1	0,78
Využití q [%]	0,5	1,4	2,6	10,2	17,1	68,2
Využití q [cyklů]	$3 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^7$	10^8	$4 \cdot 10^8$

Tab. 8.1 – Využití převodových stupňů

▪ Výpočet ekvivalentního momentu

$$M_{ekv} = \left(\frac{\sum_{i=1}^j (M_{MOT} \cdot i_i)^3 \cdot \frac{q_i \cdot n_{MOT}}{100 \cdot i_i}}{\sum_{i=1}^j \frac{q_i \cdot n_{MOT}}{100 \cdot i_i}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8.1)$$

$$M_{ekv} = \left(\frac{(889 \cdot 6,75)^3 \cdot \frac{0,5 \cdot 2300}{100 \cdot 6,75} + \dots + (889 \cdot 0,78)^3 \cdot \frac{68,2 \cdot 2300}{100 \cdot 0,78}}{\frac{0,5 \cdot 2300}{100 \cdot 6,75} + \dots + \frac{68,2 \cdot 2300}{100 \cdot 0,78}} \right)^{\frac{1}{3}} = 933 \text{ [Nm]}$$

Ve jmenovateli vztahu (8.1) je výpočet ekvivalentních otáček na vstupu do přídatné převodovky, které jsou $n_{ekv} = 2612 \text{ [min}^{-1}\text{]}$.

8.1 Životnost kuželíkových ložisek (L_C a L_D)

Parametry ložisek jsou umístěny v příloze 16.

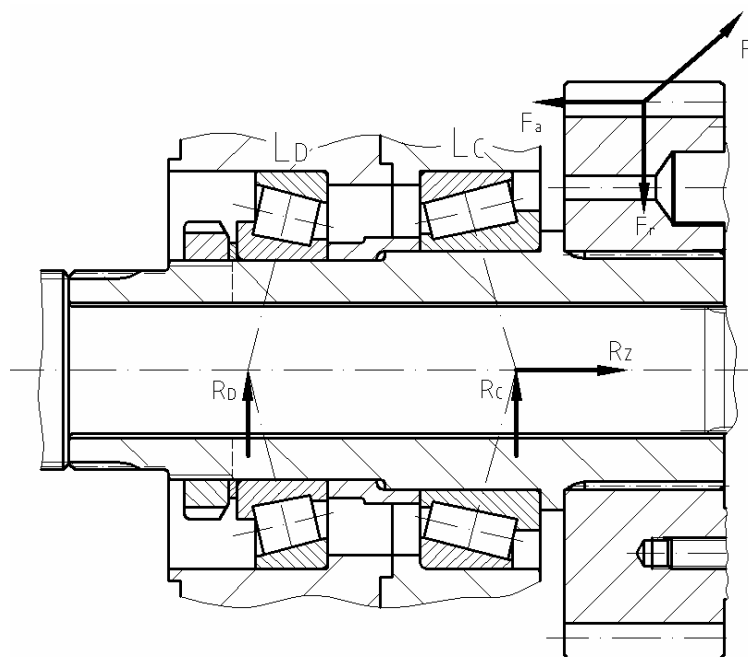
▪ Výpočet reakcí v ložiskách

Pro výpočet životnosti kuželíkových ložisek je potřeba určit reakce v ložiscích. Tyto ložiska jsou zatěžovány od sil v ozubení hnaného ozubeného kola (klec diferenciálu) obr. 8.2. Při zařazení silničního převodu je ekvivalentní moment na kleci diferenciálu $M_{ekv}^{sil} = 933 \text{ [Nm]}$ a při zařazení terénního převodu $M_{ekv}^{ter} = 1866 \text{ [Nm]}$, viz obr. 2.1. Výpočet jednotlivých složek sil z hnaného ozubeného kola byl proveden pomocí vztahů (7.14) až (7.16), kde vypočtené velikosti složek sil z ekvivalentního momentu jsou uvedeny v tab. 8.2.

Převod	Vnitřní síly z ozubení		
	obvodová síla F_t [N]	radiální síla F_r [N]	axiální síla F_a [N]
Silnice	13853	5478	5880
Terén	27706	10955	11761

Tab. 8.2 – Síly v ozubení hnaného ozubeného kola

Výpočet výsledných reakcí v ložiscích R_D , R_C , R_Z pro zařazený silniční a terénní převod byl pak proveden v programu HŘÍDEL [23] obr. 8.2. Výsledky vypočtených reakcí jsou uvedeny v tab. 8.3.

Obr. 8.2 – Výsledné reakce v kuželíkových ložiscích L_C a L_D

Převod	Ložisko L_C		Ložisko L_D
	radiální síla R_C [N]	axiální síla R_Z [N]	radiální síla R_D [N]
Silnice	14896,8	5880	8022,2
Terén	29793,2	11761	16044,7

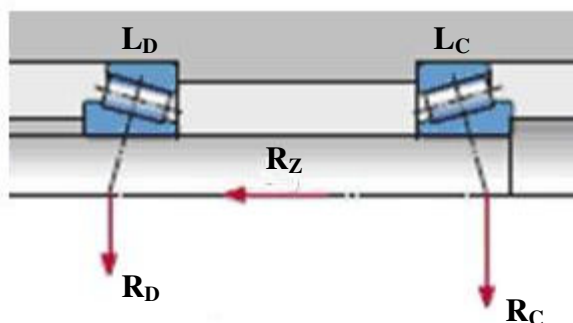
Tab. 8.3 – Výsledné reakce v ložiscích L_C a L_D

▪ Výpočet životnosti

Pro zvolená kuželíková ložiska bylo nutné vypočítat přídavnou axiální sílu na ložiska, protože radiální zatížení je přenášeno z jedné oběžné dráhy na druhou pod určitým úhlem vzhledem k ose ložiska a vyvolává v ložisku vnitřní axiální sílu. S touto silou je třeba počítat při výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení dvou jednotlivých ložisek anebo dvojic

ložisek montovaných do tandemu. Podle způsobu uložení, kde ložiska jsou k sobě postaveny zády (do „O“) a způsobu namáhání viz obr. 8.3. Dále také splnění podmínky $\frac{R_C}{Y_C} > \frac{R_D}{Y_D}$ je dán výpočet přídatné axiální síly na ložiska vztahy (8.2) a (8.3). [17]

Výsledné radiální a axiální síly působící na ložiska jsou uvedeny v tab. 8.4.



Obr. 8.3 – Způsob uložení a namáhání pro určení přídatné axiální síly

$$R_{ZD} = \frac{0,5 \cdot R_D}{Y_D} \quad (8.2)$$

$$R_{ZC} = R_{ZD} + R_Z \quad (8.3)$$

Převod	Ložisko L _C		Ložisko L _D	
	radiální síla R_C [N]	axiální síla R_{ZC} [N]	radiální síla R_D [N]	axiální síla R_{ZD} [N]
Silnice	14896,8	8554,1	8022,2	2674,1
Terén	29793,2	17109,23	16044,7	5348,23

Tab. 8.4 – Výsledné síly působící v ložiscích L_C a L_D

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení

Výpočet byl proveden v internetovém výpočetním programu poskytovaný firmou SKF [17]. Výsledky výpočtů pro zařazený silniční a terénní převod jsou uvedeny v tab. 8.5 a výpisy z programu SKF jsou umístěny v příloze 17.

Převod	Ekvivalentní dynamické zatížení P [kN]	
	ložisko L _C	ložisko L _D
Silnice	18,9	8,1
Terén	37,6	16,1

Tab. 8.5 – Ekvivalentní dynamické zatížení

Výpočet životnosti

Výpočet byl opět proveden ve výpočetním programu SKF [17]. Pro výpočet životnosti je důležitá viskozita použitého oleje při provozní teplotě. Viskozita oleje Kastrol SAF-XO 75W90 (ISO VG100) s uvažovanou provozní teplotou $t = 60^\circ$ je $\nu = 50 \text{ [mm}^2 \cdot \text{sec}^{-1}\text{]}$ dle [7]. Dále je nutné znát otáčky v místě uložení ložisek (tedy otáčky dutého hřídele), kde pro zařazený silniční převod jsou ekvivalentní otáčky $n_{ekv}^{sil} = 2612 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ a pro terénní převod $n_{ekv}^{ter} = 1306 \text{ [min}^{-1}\text{]}$. Součinitel znečištění je $\eta_c = 0,5 \text{ [-]}$. Výsledky životností pro zařazený silniční a terénní převod jsou uvedeny v tab. 8.6 a výpisy z programu SKF jsou umístěny v příloze 18.

Převod	Ložisko L _C		Ložisko L _D	
	Základní hodinová trvanlivost $L_{10,h} \text{ [hod]}$	Modifikovaná trvanlivost dle SKF $L_{a,h} \text{ [hod]}$	Základní hodinová trvanlivost $L_{10,h} \text{ [hod]}$	Modifikovaná trvanlivost dle SKF $L_{a,h} \text{ [hod]}$
Silnice	2780	16900	31600	>1000000
Terén	560	1060	6410	39400

Tab. 8.6 – Trvanlivost ložisek v hodinách

Protože jsou ložiska umístěna v hnacím traktu vozidla, je vhodnější vyjádřit trvanlivost ložisek v ujetých kilometrech dle vztahu (8.4). Trvanlivost ložisek v kilometrech je uvedena v tab. 8.7.

$$L_{km} = L_{a,h} \cdot \nu = L_{a,h} \cdot 3,6 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_d \cdot n_{kola}}{60} = L_{a,h} \cdot 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot R_d \cdot n_{ekv}}{30 \cdot i_c} \quad (8.4)$$

kde n_{ekv} ekvivalentní otáčky dutého hřídele (v místě uložení ložiska)

i_c celkový převodový poměr ke kolům $i_c = i_o \cdot i_k = 2,3 \cdot 2,5 = 5,75$

Převod	Trvanlivost ložisek [km]	
	ložisko L _C	ložisko L _D
Silnice	1159438	>1000000
Terén	36306	>1000000

Tab. 8.7 – Trvanlivost ložisek v kilometrech

Výsledná životnost ložisek v kilometrech s využitím silničního převodu 50 % a využitím terénního převodu 50% je vypočítána jako průměr z obou převodů. Výsledné životnosti ložisek jsou dostačující a jsou uvedeny v tab. 8.8.

	Trvanlivost ložisek [km]
Ložisko L _C	597872
Ložisko L _D	>1000000

Tab. 8.8 – Výsledná trvanlivost kuželíkových ložisek

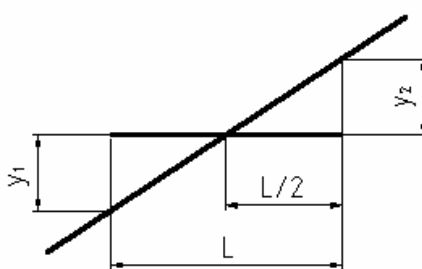
8.2 Životnost kuličkových ložisek a pouzdra (L_A, L_B, L_E a L_F)

Tyto ložiska nejsou v podstatě nijak zatěžovány, byly zvoleny na základě konstrukčního řešení. Parametry zvolených ložisek jsou umístěny v příloze 16.

8.3 Kontrola naklonění dutého hřídele v místě ložisek (L_C a L_D)

Tuhost dutého hřídele je důležitým kritériem, která ovlivňuje jak kvalitu záběru ozubených kol, tak souosost vnitřního a vnějšího kroužku použitých ložisek. Rozhodující je úhel tečny průhybové křivky hřídele k teoretické ose hřídele v místech uložení pod ložisky. Celkové deformace nejsou způsobeny pouze deformacemi hřídelů, ale také deformacemi ložisek a deformací skříňné přídavné převodovky [1].

Kontrola naklonění byla provedena pro maximální zatížení. Příklad výpočtu dle vztahu (8.5) je proveden pro ložisko L_C, ostatní výpočty jsou analogické. Výsledky jsou zobrazeny v tab. 8.9.



Obr. 8.4 - Princip výpočtu naklonění hřídele pod ložiskem

▪ Výpočet průhybu

$$\gamma = \arctg \frac{y_1 + y_2}{L} \quad (8.5)$$

$$\gamma = \arctg \frac{9,04 \cdot 10^{-4} + 9,43 \cdot 10^{-4}}{2} = 0,053 \text{ [}^\circ\text{]}$$

kde hodnoty y_1 , y_2 , L dle programu HŘÍDEL [23]

L je nejmenší vzdálenost míst u ložiska, kde se počítá průhyb, dáno dělením programu

Ložisko	Hodnoty dle programu			Naklopení hřídele [°]
	y_1 [mm]	y_2 [mm]	L [mm]	pro max. zatížení
L_C	0,000904	0,000943	2	0,053
L_D	0,000553	0,000536	2	0,031

Tab. 8.9 – Hodnoty naklopení v místě ložisek

Hodnoty naklopení hřídele jsou vyhovující dle [1].

9 ZÁVĚR

Hlavním cílem diplomové práce byl návrh planetového děliče ve třech variantách poměrů dělení a provedení geometrické a pevnostní kontroly všech částí planetového děliče. Při samotném návrhu se vycházelo ze zadaných zástavbových rozměrů, z kterých také vyplynulo konstrukční řešení planetového děliče.

V úvodu diplomové práce byl proveden rozbor vlastní koncepce řešení a také stručný přehled vybraných diferenciálů s rozбором jejich funkce. Následně byla provedena volba počtu zubů, počtu satelitů a modulu ozubení planetového děliče. Při volbě byla dodržena podmínka smontovatelnosti a souososti, a aby poměr dělení nebyl příliš odlišný od zadaných variant poměrů dělení. Také se bral ohled na zástavbové rozměry. Pro zvolený počet zubů a modul byl proveden výpočet geometrie planetového děliče.

K provedení pevnostního výpočtu ozubení a jednotlivých částí planetového děliče bylo vypočteno zatížení, které je přenášeno planetovým děličem. Výsledné bezpečnosti v ohybu a dotyku pevnostního výpočtu ozubení pro jednotlivé varianty jsou vyhovující. Pevnostní kontrola čepu satelitu byla provedena pro dvě situace, kdy je čep uložen pevně a volně. Pevnostní kontrola dutého hřídele byla provedena jak na statickou bezpečnost, tak na únavu a ohybovou tuhost. Hřídel k přední nápravě a k zadní nápravě byl navržen tak, aby bezpečně přenesl maximální krouticí moment. Unášec byl kontrolován metodou konečných prvků. Všechny pevnostní kontroly jsou vyhovující.

Dále byla kontrolována ložiska, kde k uložení dutého hřídele byla použita kuželíková ložiska. Tyto ložiska zachytávají síly z ozubení hnaného ozubeného kola a byly nejvíce zatěžovány. Výsledná životnost kuželíkových ložisek je vyhovující. Ostatní ložiska k uložení hřídele k přední a zadní nápravě nebyly téměř nijak zatěžovány a vyplynuly z konstrukčního řešení.

Navržený planetový dělič vyhovuje všem výpočetním kontrolám a je tedy plně využitelný pro svou funkci.

10 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] MORAVEC, V. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. 2.vydání. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. 109 s. ISBN -80-248-1057-7.
- [2] BOHÁČEK, F. a kol. *Části a mechanismy strojů III: Převody*. 2.upravené vydání. Brno: VUT, 1987. 267 s. ISBN -55-618-87.
- [3] KŘÍŽ, R., TRČKA, J. *Tabulky pro strojírenství I. – kovové materiály – železné kovy*. Ostrava: MONTANEX a.s., 1999. 350 s. ISBN 80-85780-92-5.
- [4] MORAVEC, V., PIŠŤÁČEK, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: VŠB-TU, 2007. 102 s. ISBN 80–248–0980–9.
- [5] BOHÁČEK, F. a kol. *Části a mechanismy strojů II-Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: VUT, 1987. 215 s. ISBN 55–581-87.
- [6] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I. – Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80–7225-018–3.
- [7] MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU, 2005. 64 s. ISBN 80–248-0878–1.
- [8] ČSN 01 4955 Drážková spojení evolventní s úhlem profilu 30°. Jmenovité rozměry a měřené veličiny., 1981
- [9] ČSN 01 4952 Drážková spojení evolventní s úhlem profilu 30°. Jmenovité průměry, moduly a počty zubů., 1981
- [10] MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II – Čelní ozubená kola*. Ostrava: Montanex a.s., 2001. 291 s. ISBN 80–7225-051–5.
- [11] VLK, F. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 1.vydání. Brno: Vlk, 2000. 312 s. ISBN 80-238-5275-2.
- [12] PILÁRIK, M., PABST, J. *Automobily II*. 1.vydání. Brno: Informatorium s.r.o., 2000. 135 s. ISBN 80-86073-64-5.
- [13] NĚMČEK, M. *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Ostrava: Montanex a.s., 2003. 143 s. ISBN 80–7225-111–2.
- [14] *Osobní stránky: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.* [online]. [citováno 2009-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>

- [15] *Typy diferenciálů* [online]. [citováno 2009-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.diopan.cz/citroenbx/diferencial.htm>
- [16] *Popis modelu Tatra T-810* [online]. [citováno 2009-04-28]. Dostupný z WWW: <http://www.tatra-page.kx.cz/Description/T-810.htm>
- [17] *SKF Group* [online]. [citováno 2009-04-28]. Dostupný z WWW: http://www.skf.com/portal/skf_cz/home?lang=cs
- [18] *Diferenciál Torsen* [online]. [citováno 2009-04-28]. Dostupný z WWW: http://www.volkswagen.cz/vw2028/pohon_diferencial

Použité programové vybavení

- [19] NĚMČEK, M.: *Geometrie*. Program pro výpočet ozubení, Ostrava: VŠB-TU, 2009.
- [20] NĚMČEK, M.: *Profil*. Program pro sledování záběru, Ostrava: VŠB-TU, 2009.
- [21] NĚMČEK, M.: *ČSNw*. Program pro pevnostní výpočet ozubení, Ostrava: VŠB-TU, 2009.
- [22] NĚMČEK, M.: *Planeta*. Program pro stanovení počtu zubů planetových převodů, Ostrava: VŠB-TU, 2009.
- [23] NĚMČEK, M.: *Hřídel*. Program pro statickou analýzu hřídelí, Ostrava: VŠB-TU, 2009.
- [24] AUTODESK, Inc.: *Autodesk Inventor Profesional 2008*, verze 12, built 254, 2007.
- [25] AUTODESK, Inc.: *AutoCAD Mechanical 2008*, verze 12, built 254, 2007.
- [26] ANSYS, Inc.: *Ansys 11 - workbench*

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

- 1) Výkres sestavy: PLANETOVÝ DĚLIČ, DP - HAV256 - 00
- 2) Výrobní výkres: KORUNOVÉ KOLO, DP - HAV256 - 11
- 3) Výrobní výkres: SATELIT, DP - HAV256 - 12
- 4) Výrobní výkres: CENTRÁLNÍ KOLO, DP - HAV256 - 13
- 5) Výrobní výkres: UNÁŠEČ, DP - HAV256 - 14

Přílohy:

Příloha č.1	Výchozí sestavný výkres přídatné převodovky bez diferenciálu
Příloha č.2 – č.8	Výstupy z výpočtu geometrie ozubení
Příloha č.9	Diagram pro odečtení dovolených hodnot tlaků pro evolventní drážkování
Příloha č.10 - č.15	Výsledky pevnostního výpočtu ozubení
Příloha č.16	Parametry ložisek
Příloha č.17	Výsledky výpočtu ekv. zatížení kuželíkových ložisek (L_C a L_D)
Příloha č.18	Výsledky výpočtu životnosti kuželíkových ložisek (L_C a L_D)

PODĚKOVÁNÍ

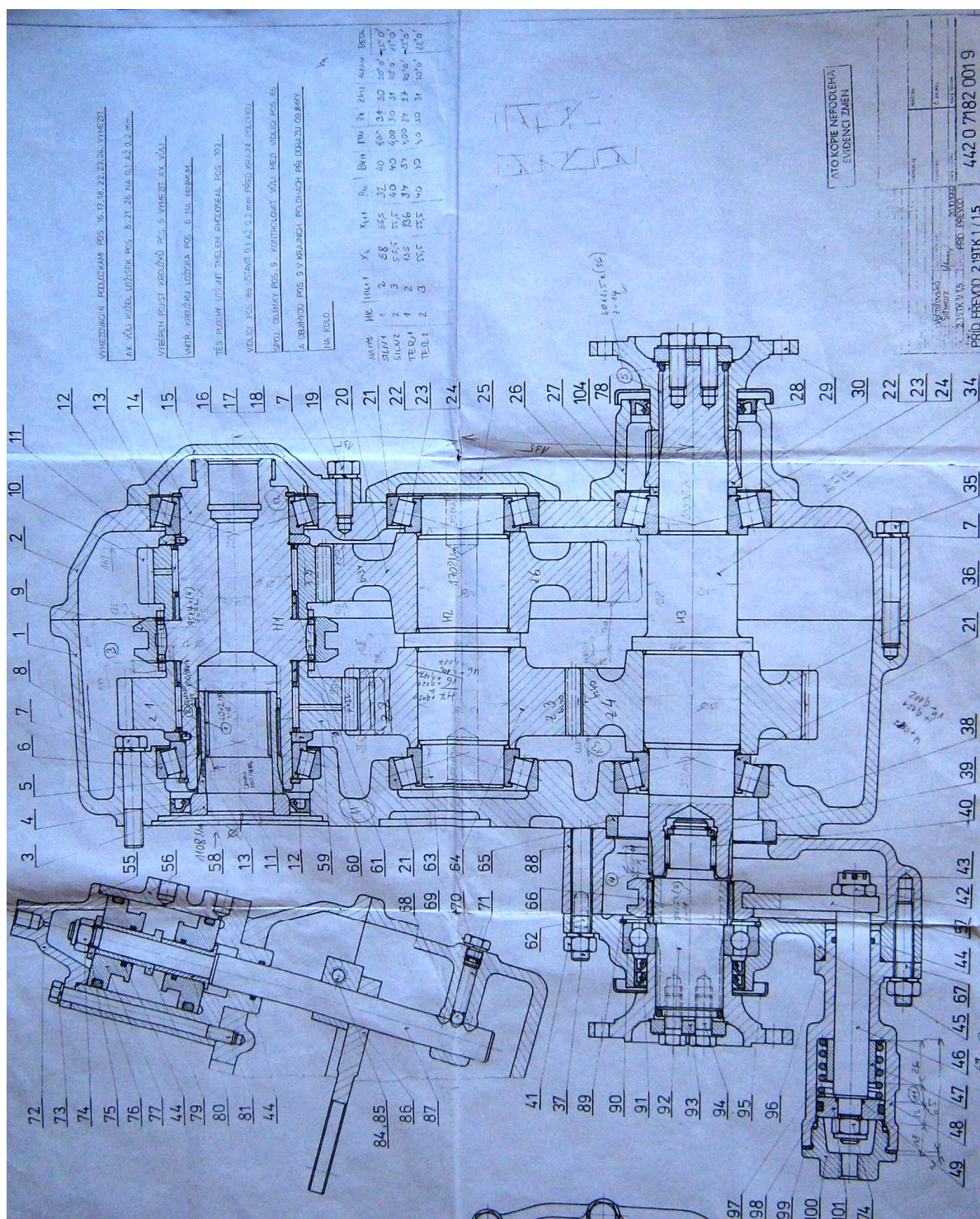
„Velmi děkuji panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi za ochotu a čas strávený při vedení diplomové práce. Dále děkuji panu prof. Ing. Vladimíru Moravcovi, CSc. za odborné rady. Děkuji taky mým rodičům za podporu při studiu.“

Petr Havlík

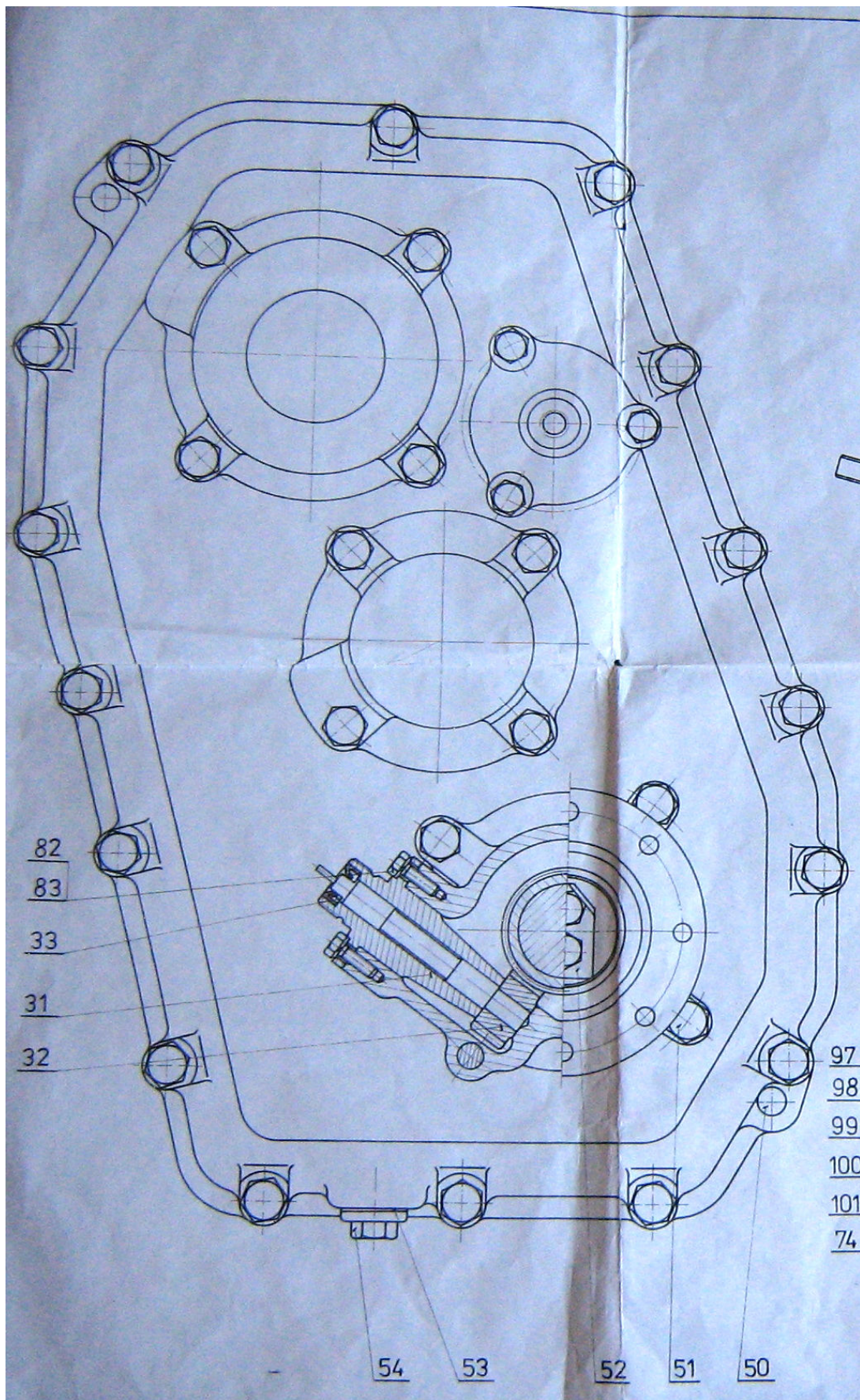
PŘÍLOHY

Výchozí sestavný výkres přídatné převodovky bez diferenciálu

(Příloha č.1)



(Pokračování přílohy č.1)



Geometrie vnějšího soukolí „Varianta 1“ (satelit – centrální kolo)

(Příloha č.2)

D:\Skola\5.ročník\Diplomová prá		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	13		27
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	13.000		27.000
Normální modul	m_n	[mm]		2.250	
Čelní modul	m_t	[mm]		2.250	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		25.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		27.55026	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		46.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		45.00000	
Jednotková korekce	x	[-]	0.36207		0.10390
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.81467		0.23378
Součet jednotkových korekcí	x_s	[-]		0.46597	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0.02153	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	25.25433		55.59255
základní kružnice	d_b	[mm]	26.50950		55.05820
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	26.93194		57.14850
valivé kružnice	d_w	[mm]	29.90000		62.10000
roztečné kružnice	d	[mm]	29.25000		60.75000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	34.90000		65.60000
tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		5.05027
základní kružnici	s_b	[mm]	4.68637		5.05114
začátku evolventy	s_L	[mm]	4.71034		4.85097
valivé kružnici	s_w	[mm]	4.06464		3.16102
roztečné kružnici	s	[mm]	4.29406		3.75232
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.99934		1.23203
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	3.16102		4.06464
Výška paty	h_f	[mm]	1.99783		2.57872
hlavy	h_a	[mm]	2.82500		2.42500
zubu	h	[mm]	4.82283		5.00372
Společná šířka kol	b	[mm]		31.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	4.64626		4.71051
Měrný skluz na patě		[-]	-1.49301		-1.37466
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.57889		0.59888
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	1.060		0.510
Poměr b/ m_n	Ψ_m	[-]		13.778	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.23404	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.23404	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		31.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		31.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		62.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		7.06858	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		6.40631	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	17.49900		30.67639
Počet měřených zubů	z_w	[-]	3		5
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	3.52712		3.08213
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	2.00264		1.70639
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	35.38623		69.08123
Průměr kuličky	d_t	[mm]	3.78837		4.75360
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.30000		0.30000
Úhel profilu	α_n	[°]		25.00000	

Geometrie vnitřního soukolí „Varianta 1“ (satelit – korunové kolo)

(Příloha č.3)

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnitřní
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	13		-53
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	13.000		-53.000
Normální modul	m_n	[mm]		2.250	
Čelní modul	m_t	[mm]		2.250	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		25.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		27.55026	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		-46.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		-45.00000	
Jednotková korekce	x	[-]	0.36207		-0.82805
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.81467		-1.86311
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		-0.46597	
Jednotkové přesunutí kol	Δy	[-]		-0.02153	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	25.25433		-128.10274
základní kružnice	d_b	[mm]	26.50950		-108.07720
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	26.93194		-128.10066
valivé kružnice	d_w	[mm]	29.90000		-121.90000
roztečné kružnice	d	[mm]	29.25000		-119.25000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	34.90000		-118.40000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		7.00915
základní kružnici	s_b	[mm]	4.68637		-1.61126
začátku evolventy	s_L	[mm]	4.71034		7.00771
valivé kružnici	s_w	[mm]	4.06464		3.16102
roztečné kružnici	s	[mm]	4.29406		1.79673
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.99934		1.39695
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	3.16102		4.06464
Výška paty	h_f	[mm]	1.99783		4.42637
hlavy	h_a	[mm]	2.82500		0.42500
zubu	h	[mm]	4.82283		4.85137
Společná šířka kol	b	[mm]		31.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	4.85917		5.53127
Měrný skluz na patě		[-]	-1.04509		-0.41825
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.29490		0.51102
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	1.060		-0.260
Poměr b/m _n	Ψ_m	[-]		13.778	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.31902	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.31902	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		31.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]		31.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]		62.00000	
Počet zubů nástroje Fellow	z_0	[-]	35		
Korekce nástroje	x_0	[-]	0		
Poměrný rádius paty nástroje	ρ'_{f0}	[-]	0.31788		
Průměr kr.zač.evolventy nástroje	d_{L0}	[mm]	74.66363		
Osová vzdálenost výrobní	a_{w0}	[mm]		-21.86387	
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	3.52712		1.47582
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	2.00264		0.07679
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	35.38623		115.32128
Průměr kuličky	d_t	[mm]	3.78837		4.50776
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.30000		0
Úhel profilu	α_n	[°]		25.00000	

Geometrie vnějšího soukolí „Varianta 2“ (satelit – centrální kolo)

(Příloha č.4)

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	11		32
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	11.000		32.000
Normální modul	m_n	[mm]		2.250	
Čelní modul	m_t	[mm]		2.250	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		25.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		24.02213	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		48.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		48.37500	
Jednotková korekce	x	[-]	0.32896		-0.49259
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.74015		-1.10833
Součet jednotkových korekcí	x_z	[-]		-0.16364	
Jednotkové přísunutí kol	Δy	[-]		0.00303	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	20.60530		64.15834
základní kružnice	d_b	[mm]	22.43112		65.25416
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	22.56967		66.68048
valivé kružnice	d_w	[mm]	24.55814		71.44186
roztečné kružnice	d	[mm]	24.75000		72.00000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	30.30000		74.20000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		---
základní kružnici	s_b	[mm]	4.50114		4.22237
začátku evolventy	s_L	[mm]	4.51864		4.11347
valivé kružnici	s_w	[mm]	4.27898		2.73481
roztečné kružnici	s	[mm]	4.22457		2.50064
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.90391		1.45071
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	2.73481		4.27898
Výška paty	h_f	[mm]	2.07235		3.92083
hlavy	h_a	[mm]	2.77500		1.10000
zubu	h	[mm]	4.84735		5.02083
Společná šířka kol	b	[mm]		25.000	
Délka evolventy	e_v	[mm]	4.55506		4.05856
Měrný skluz na patě		[-]	-2.22899		-2.16708
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.68425		0.69031
Poměr b/d	ψ_d	[-]	1.010		0.347
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		11.111	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.29636	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.29636	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		25.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		25.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		50.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		7.06858	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		6.40631	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	10.90745		29.84762
Počet měřených zubů	z_w	[-]	2		5
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	3.47003		2.05401
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	1.96595		0.62110
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	43.09980		78.35468
Průměr kuličky	d_t	[mm]	8.84304		4.81914
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný radius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.30000		0.30000
Úhel profilu	α_n	[°]		25.00000	

Geometrie vnitřního soukolí „Varianta 2“ (satelit – korunové kolo)

(Příloha č.5)

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnitřní
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	11		-53
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	11.000		-53.000
Normální modul	m_n	[mm]		2.250	
Čelní modul	m_t	[mm]		2.250	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		25.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		26.85574	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		-48.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		-47.25000	
Jednotková korekce	x	[-]	0.32896		-0.67399
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.74015		-1.51649
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		-0.34504	
Jednotkové přesunutí kol	Δy	[-]		-0.01170	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	20.60530		-127.55532
základní kružnice	d_b	[mm]	22.43112		-108.07720
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	22.56967		-127.55444
valivé kružnice	d_w	[mm]	25.14286		-121.14286
roztečné kružnice	d	[mm]	24.75000		-119.25000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	30.30000		-118.40000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		6.97997
základní kružnici	s_b	[mm]	4.50114		-1.31829
začátku evolventy	s_L	[mm]	4.51864		6.97937
valivé kružnici	s_w	[mm]	4.09899		3.08179
roztečné kružnici	s	[mm]	4.22457		2.11999
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.90391		1.71792
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	3.08179		4.09899
Výška paty	h_f	[mm]	2.07235		4.15266
hlavy	h_a	[mm]	2.77500		0.42500
zubu	h	[mm]	4.84735		4.57766
Společná šířka kol	b	[mm]		25.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	4.62455		5.20826
Měrný skluz na patě		[-]	-1.01348		-0.53985
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.35059		0.50335
Poměr b/d	ψ_d	[-]	1.010		-0.210
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		11.111	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.20084	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.20084	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		25.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]		25.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]		50.00000	
Počet zubů nástroje Fellow	z_0	[-]	35		
Korekce nástroje	x_0	[-]	0		
Poměrný rádius paty nástroje	ρ'_{f0}	[-]	0.31788		
Průměr kr.zač.evolyventy nástroje	d_{L0}	[mm]	74.66363		
Osová vzdálenost výrobní	a_{w0}	[mm]		-21.59016	
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	3.47003		1.74135
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	1.96595		0.01277
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	30.44597		114.59855
Průměr kuličky	d_t	[mm]	3.70273		4.51883
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.30000		0
Úhel profilu	α_n	[°]		25.00000	

Geometrie vnějšího soukolí „Varianta 3“ (satelit – centrální kolo)

(Příloha č.6)

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	16		22
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	16.000		22.000
Normální modul	m_n	[mm]		2.250	
Čelní modul	m_t	[mm]		2.250	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		25.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		25.70508	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		43.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		42.75000	
Jednotková korekce	x	[-]	0.15471		-0.04213
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.34811		-0.09479
Součet jednotkových korekcí	x_z	[-]		0.11258	
Jednotkové přísunutí kol	Δy	[-]		0.00147	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	31.07121		43.68541
základní kružnice	d_b	[mm]	32.62708		44.86224
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	33.07030		45.75717
valivé kružnice	d_w	[mm]	36.21053		49.78947
roztečné kružnice	d	[mm]	36.00000		49.50000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	40.90000		53.80000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		---
základní kružnici	s_b	[mm]	4.47540		4.46779
začátku evolventy	s_L	[mm]	4.48713		4.43645
valivé kružnici	s_w	[mm]	3.78146		3.32846
roztečné kružnici	s	[mm]	3.85894		3.44589
hlavové kružnici	s_a	[mm]	1.16679		1.20387
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	3.32846		3.78146
Výška paty	h_f	[mm]	2.46439		2.90729
hlavy	h_a	[mm]	2.45000		2.15000
zubu	h	[mm]	4.91439		5.05729
Společná šířka kol	b	[mm]		25.000	
Délka evolventy	e_v	[mm]	4.43777		4.46211
Měrný skluz na patě		[-]	-1.83939		-1.68332
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.62733		0.64781
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.694		0.505
Poměr b/m _n	ψ_m	[-]		11.111	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.33129	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.33129	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		25.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		25.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		50.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		7.06858	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		6.40631	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	17.28802		23.68673
Počet měřených zubů	z_w	[-]	3		4
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	3.16971		2.83043
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	1.71097		1.49007
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	41.92903		56.19680
Průměr kuličky	d_t	[mm]	3.87648		4.36475
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný radius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.30000		0.30000
Úhel profilu	α_n	[°]		25.00000	

Geometrie vnitřního soukolí „Varianta 3“ (satelit – korunové kolo)

(Příloha č.7)

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnitřní
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	16		-53
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	16.000		-53.000
Normální modul	m_n	[mm]		2.250	
Čelní modul	m_t	[mm]		2.250	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		25.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		28.67842	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		-43.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		-41.62500	
Jednotková korekce	x	[-]	0.15471		-0.80878
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.34811		-1.81976
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		-0.65407	
Jednotkové přísunutí kol	Δy	[-]		-0.04296	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	31.07121		-128.03521
základní kružnice	d_b	[mm]	32.62708		-108.07720
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	33.07030		-128.03387
valivé kružnice	d_w	[mm]	37.18919		-123.18919
roztečné kružnice	d	[mm]	36.00000		-119.25000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	40.90000		-118.40000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		7.00593
základní kružnici	s_b	[mm]	4.47540		-1.57462
začátku evolventy	s_L	[mm]	4.48713		7.00501
valivé kružnici	s_w	[mm]	3.37330		3.92878
roztečné kružnici	s	[mm]	3.85894		1.83715
hlavové kružnici	s_a	[mm]	1.16679		1.43709
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	3.92878		3.37330
Výška paty	h_f	[mm]	2.46439		4.39260
hlavy	h_a	[mm]	2.45000		0.42500
zubu	h	[mm]	4.91439		4.81760
Společná šířka kol	b	[mm]		25.000	
Délka evolventy	e_v	[mm]	4.66088		5.49170
Měrný skluz na patě		[-]	-1.06145		-0.23908
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.19295		0.51490
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.694		-0.210
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		11.111	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.37229	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.37229	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		25.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]		25.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]		50.00000	
Počet zubů nástroje Fellow	z_0	[-]	35		
Korekce nástroje	x_0	[-]	0		
Poměrný rádius paty nástroje	ρ_{f0}^*	[-]	0.31788		
Průměr kr.zač.evolventy nástroje	d_{L0}	[mm]	74.66363		
Osová vzdálenost výrobní	a_{w0}	[mm]		-21.83010	
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	3.16971		1.50903
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	1.71097		0.06880
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	44.47201		117.57383
Průměr kuličky	d_t	[mm]	4.77162		3.78917
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.30000		0
Úhel profilu	α_n	[°]		25.00000	

Geometrie hnací ozubené kolo – hnané ozubené kolo (klec diferenciálu)

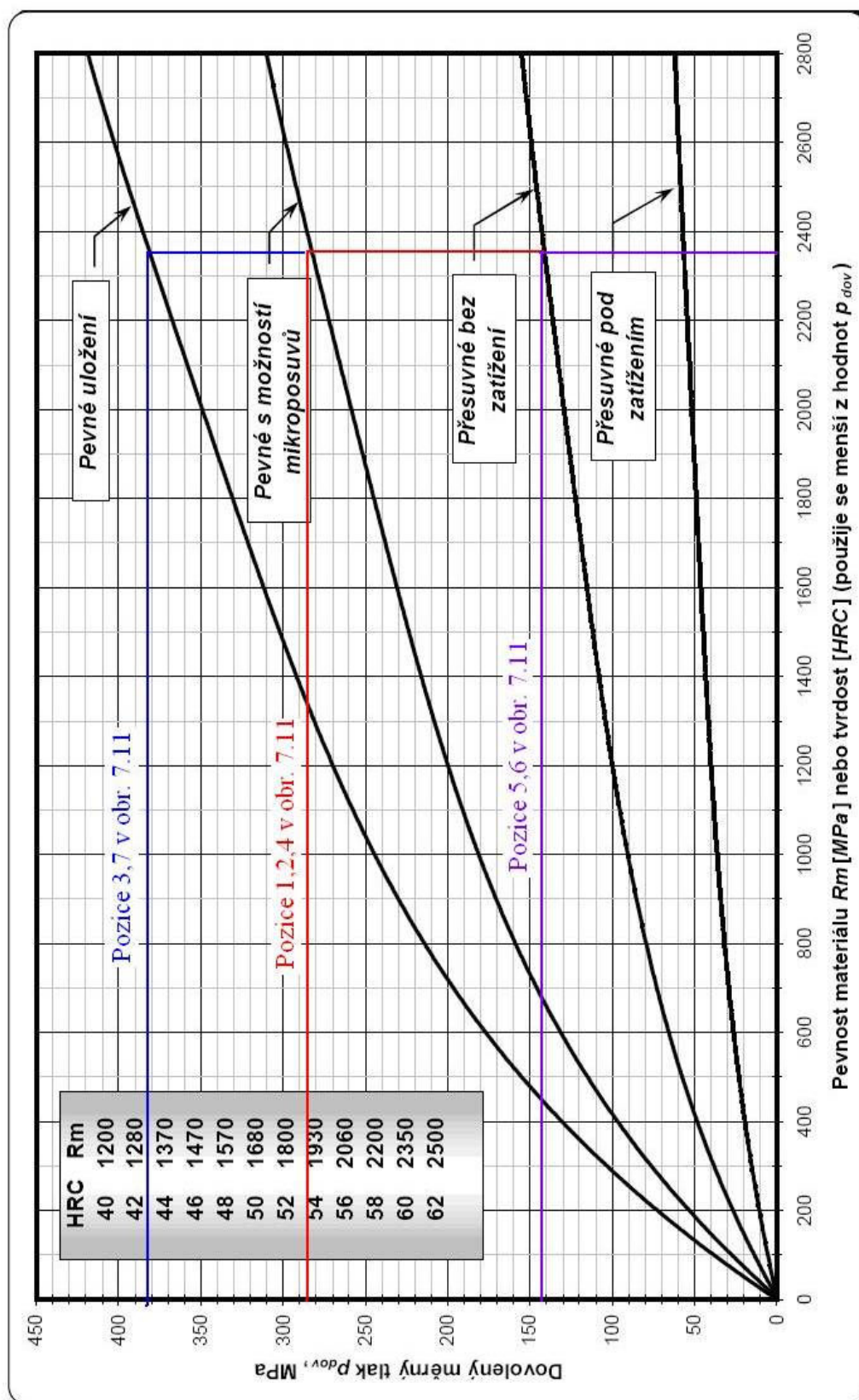
(Příloha č.8)

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	30		31
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	37.669		38.925
Normální modul	m_n	[mm]		4.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		4.345	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		23.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		21.54101	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		21.57398	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		24.08092	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		135.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		132.53597	
Jednotková korekce	x	[-]	0.32750		0.32318
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	1.30999		1.29274
Součet jednotkových korekcí	x_z	[-]		0.65068	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0.03467	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	122.98322		127.29416
základní kružnice	d_b	[mm]	121.23046		125.27147
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	125.72187		130.01749
valivé kružnice	d_w	[mm]	132.78689		137.21311
roztečné kružnice	d	[mm]	130.36325		134.70869
hlavové kružnice	d_a	[mm]	140.70000		145.00000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	8.85314		8.88507
základní kružnici	s_b	[mm]	8.92772		8.98683
začátku evolventy	s_L	[mm]	8.44220		8.45657
valivé kružnici	s_w	[mm]	6.40389		6.35959
roztečné kružnici	s	[mm]	7.23678		7.22422
hlavové kružnici	s_a	[mm]	2.87157		2.89836
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	6.35959		6.40389
Výška paty	h_f	[mm]	3.69001		3.70726
hlavy	h_a	[mm]	5.16838		5.14566
zubu	h	[mm]	8.85839		8.85292
Společná šířka kol	b	[mm]		40.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	8.22916		8.22305
Měrný skluz na patě		[-]	-0.90236		-0.90406
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.47481		0.47434
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.307		0.297
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		10.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.34955	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1.24374	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		2.59329	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		43.00359	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		55.08978	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		63.51722	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		13.65161	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		12.69522	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	56.16182		56.22093
Počet měřených zubů	z_w	[-]	5		5
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	21.944		21.967
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	6.39024		6.37915
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	4.00545		3.98475
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	154.88359		158.98465
Průměr kuličky	d_t	[mm]	10.88480		10.85375
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Diagram pro odečtení dovolených hodnot tlaků pro evolventní drážkování

[14]

(Příloha č.9)



Pevnostní výpočet „Varianta 1“ (centrální kolo – satelit)

(Příloha č.10)

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 19:00:53 Datum - 26.4.2009
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 27.0 z2= 13.0
x1= 0.1039 x2= 0.3621
da1= 65.600[mm] da2= 34.900[mm]
mn= 2.250[mm] aw= 46.000[mm]
Alfan= 25.000[°] Beta= 0.000[°]
Epsalfa= 1.234 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu

ha1*= 1.0000 ha2*= 1.0000
ca1*= 0.2546 ca2*= 0.3350
Rof1*= 0.3000 Rof2*= 0.3000

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 1800.0[MPa] Sigma0Flimb2= 1800.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 2300.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 2300.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet

F1= 24739.0[N]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 25.0 b2= 25.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.C

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 1402.4 SigmaF2 = 1417.3
SigmaFP1= 1800.0 SigmaFP2= 1800.0
SF1= 1.284 SF2= 1.270

SigmaFmax1 = 2804.7 SigmaFmax2 = 2834.6
SigmaFPmax1= 3600.0 SigmaFPmax2= 3600.0

Ostatní součinitele

KF= 1.000 KFv= 1.000
KFalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= 0.858 Ybeta= 1.000
YFS1= 3.717 YFS2= 3.757
YFa1= 2.111 YFa2= 2.054
Ysa1= 1.761 Ysa2= 1.829

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 2814.5 SigmaH2 = 2814.5
SigmaHP1= 2300.0 SigmaHP2= 2300.0
SH1= 0.817 SH2= 0.817

SigmaHmax1 = 3980.3 SigmaHmax2 = 3980.3
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele

KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.960 ZH= 2.160
ZE= 191.646 Zbeta= 1.000

Pevnostní výpočet „Varianta 1“ (satelit – korunové kolo)

(Příloha č.11)

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 19:01:38 Datum - 26.4.2009
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 13.0 z2= 1000000.0
x1= 0.3621 x2= 0.0000
da1= 34.900[mm] da2= 2250004.500[mm]
mn= 2.250[mm] aw= 1125015.440[mm]
Alfan= 25.000[°] Beta= 0.000[°]
Epsalfa= 1.337 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu

ha1*= 1.0000 ha2*= 1.0000
ca1*= 0.3565 ca2*= 0.2500
Rof1*= 0.3000 Rof2*= 0.3000

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 1800.0[MPa] Sigma0Flimb2= 1800.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 2300.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 2300.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
F1= 24739.0[N]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 25.0 b2= 25.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.C

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 1339.7 SigmaF2 = 1782.7
SigmaFP1= 1800.0 SigmaFP2= 1800.0
SF1= 1.344 SF2= 1.010

SigmaFmax1 = 2679.4 SigmaFmax2 = 3565.4
SigmaFPmax1= 3600.0 SigmaFPmax2= 3600.0

Ostatní součinitele

KF= 1.000 KFv= 1.000
KFalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= 0.811 Ybeta= 1.000
YFS1= 3.756 YFS2= 4.998
YFa1= 2.051 YFa2= 2.529
YSa1= 1.832 YSa2= 1.976

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 2399.9 SigmaH2 = 2399.9
SigmaHP1= 2300.0 SigmaHP2= 2300.0
SH1= 0.958 SH2= 0.958

SigmaHmax1 = 3394.0 SigmaHmax2 = 3394.0
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele

KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.942 ZH= 2.285
ZE= 191.646 Zbeta= 1.000

Pevnostní výpočet „Varianta 2“ (centrální kolo – satelit)

(Příloha č.12)

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 19:03:32 Datum - 26.4.2009
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 32.0 z2= 11.0
x1= -0.4926 x2= 0.3290
da1= 74.200[mm] da2= 30.300[mm]
mn= 2.250[mm] aw= 48.000[mm]
Alfa= 25.000[°] Beta= 0.000[°]
Epsalfa= 1.296 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu

ha1*= 1.0000 ha2*= 1.0000
ca1*= 0.2654 ca2*= 0.3426
Rof1*= 0.3000 Rof2*= 0.3000

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 1800.0[MPa] Sigma0Flimb2= 1800.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 2300.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 2300.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
F1= 23287.0[N]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 25.0 b2= 25.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.C

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 1371.9 SigmaF2 = 1343.9
SigmaFP1= 1800.0 SigmaFP2= 1800.0
SF1= 1.312 SF2= 1.339

SigmaFmax1 = 2743.8 SigmaFmax2 = 2687.8
SigmaFPmax1= 3600.0 SigmaFPmax2= 3600.0

Ostatní součinitele

KF= 1.000 KFv= 1.000
KHalfa= 1.000 KFBeta= 1.000
Yepsilon= 0.829 Ybeta= 1.000
YFS1= 4.000 YFS2= 3.918
YFa1= 2.668 YFa2= 2.241
Ysa1= 1.499 Ysa2= 1.748

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 3024.1 SigmaH2 = 3024.1
SigmaHP1= 2300.0 SigmaHP2= 2300.0
SH1= 0.761 SH2= 0.761

SigmaHmax1 = 4276.7 SigmaHmax2 = 4276.7
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele

KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.949 ZH= 2.337
ZE= 191.646 Zbeta= 1.000

Pevnostní výpočet „Varianta 2“ (satelit – korunové kolo)

(Příloha č.13)

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 19:04:21 Datum - 26.4.2009
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 11.0 z2= 1000000.0
x1= 0.3290 x2= 0.0000
da1= 30.300[mm] da2= 2250004.500[mm]
mn= 2.250[mm] aw= 1125013.115[mm]
Alfan= 25.000[°] Beta= 0.000[°]
Epsalfa= 1.331 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu

ha1*= 1.0000 ha2*= 1.0000
ca1*= 0.3457 ca2*= 0.2500
Rof1*= 0.3000 Rof2*= 0.3000

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 1800.0[MPa] Sigma0Flimb2= 1800.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 2300.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 2300.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
F1= 23287.0[N]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 25.0 b2= 25.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.C

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 1316.5 SigmaF2 = 1639.7
SigmaFP1= 1800.0 SigmaFP2= 1800.0
SF1= 1.367 SF2= 1.098

SigmaFmax1 = 2633.1 SigmaFmax2 = 3279.4
SigmaFPmax1= 3600.0 SigmaFPmax2= 3600.0

Ostatní součinitele

KF= 1.000 KFv= 1.000
KFalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= 0.813 Ybeta= 1.000
YFS1= 3.909 YFS2= 4.869
YFa1= 2.224 YFa2= 2.432
YSa1= 1.758 YSa2= 2.002

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 2534.0 SigmaH2 = 2534.0
SigmaHP1= 2300.0 SigmaHP2= 2300.0
SH1= 0.908 SH2= 0.908

SigmaHmax1 = 3583.6 SigmaHmax2 = 3583.6
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele

KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.943 ZH= 2.285
ZE= 191.646 Zbeta= 1.000

Pevnostní výpočet „Varianta 3“ (centrální kolo – satelit)

(Příloha č.14)

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 19:05:33 Datum - 26.4.2009
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 22.0 z2= 16.0
x1= -0.0421 x2= 0.1547
da1= 53.800[mm] da2= 40.900[mm]
mn= 2.250[mm] aw= 43.000[mm]
Alfan= 25.000[°] Beta= 0.000[°]
Epsalfa= 1.331 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu

ha1*= 1.0000 ha2*= 1.0000
ca1*= 0.2509 ca2*= 0.3143
Rof1*= 0.3000 Rof2*= 0.3000

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 1800.0[MPa] Sigma0Flimb2= 1800.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 2300.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 2300.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet

F1= 26396.0[N]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 25.0 b2= 25.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.C

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 1512.5 SigmaF2 = 1490.3
SigmaFP1= 1800.0 SigmaFP2= 1800.0
SF1= 1.190 SF2= 1.208

SigmaFmax1 = 3025.0 SigmaFmax2 = 2980.6
SigmaFPmax1= 3600.0 SigmaFPmax2= 3600.0

Ostatní součinitele

KF= 1.000 KFv= 1.000
KFalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= 0.813 Ybeta= 1.000
YFS1= 3.963 YFS2= 3.905
YFa1= 2.425 YFa2= 2.265
YSa1= 1.634 YSa2= 1.724

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 2893.4 SigmaH2 = 2893.4
SigmaHP1= 2300.0 SigmaHP2= 2300.0
SH1= 0.795 SH2= 0.795

SigmaHmax1 = 4091.9 SigmaHmax2 = 4091.9
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele

KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.943 ZH= 2.249
ZE= 191.646 Zbeta= 1.000

Pevnostní výpočet „Varianta 3“ (satelit – korunové kolo)

(Příloha č.15)

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 19:06:22 Datum - 26.4.2009
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 16.0 z2= 1000000.0
x1= 0.1547 x2= 0.0000
da1= 40.900[mm] da2= 2250004.500[mm]
mn= 2.250[mm] aw= 1125018.348[mm]
Alfan= 25.000[°] Beta= 0.000[°]
Epsalfa= 1.440 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu

ha1*= 1.0000 ha2*= 1.0000
ca1*= 0.3158 ca2*= 0.2500
Rof1*= 0.3000 Rof2*= 0.3000

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 1800.0[MPa] Sigma0Flimb2= 1800.0[MPa]
Sigma0Hlim1 = 2300.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 2300.0[MPa]
14 220 14 220
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet
F1= 26396.0[N]
YA1= 1.000 YA2= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 25.0 b2= 25.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.C

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 1412.3 SigmaF2 = 1644.3
SigmaFP1= 1800.0 SigmaFP2= 1800.0
SF1= 1.274 SF2= 1.095

SigmaFmax1 = 2824.7 SigmaFmax2 = 3288.5
SigmaFPmax1= 3600.0 SigmaFPmax2= 3600.0

Ostatní součinitele

KF= 1.000 KFv= 1.000
KFalfa= 1.000 KFbeta= 1.000
Ypsilon= 0.771 Ybeta= 1.000
YFS1= 3.904 YFS2= 4.546
YFa1= 2.264 YFa2= 2.190
Ysa1= 1.724 Ysa2= 2.075

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 2190.9 SigmaH2 = 2190.9
SigmaHP1= 2300.0 SigmaHP2= 2300.0
SH1= 1.050 SH2= 1.050

SigmaHmax1 = 3098.4 SigmaHmax2 = 3098.4
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele

KH= 1.000 KHv= 1.000
KHalfa= 1.000 KHalfa= 1.000
KA= 1.000 KAS= 2.000
Zepsilon= 0.924 ZH= 2.285
ZE= 191.646 Zbeta= 1.000

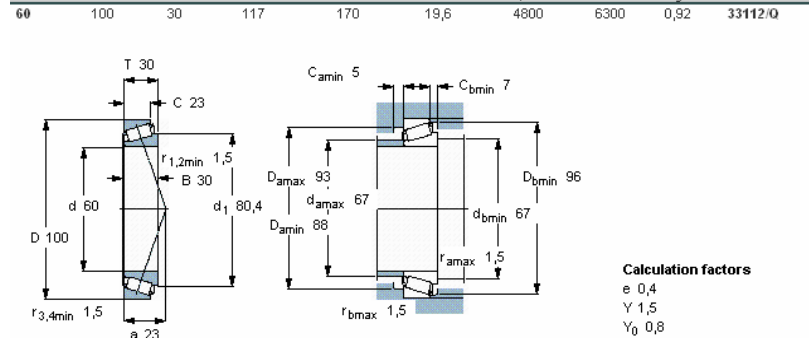
Parametry ložisek

(Příloha č.16)

1. Kuželíková ložiska dle SKF:

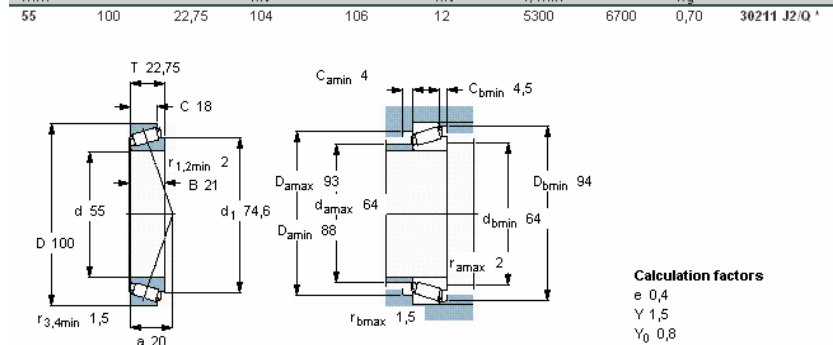
33112/Q (L_C)

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	T	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-



30211 J2/Q* (L_D)

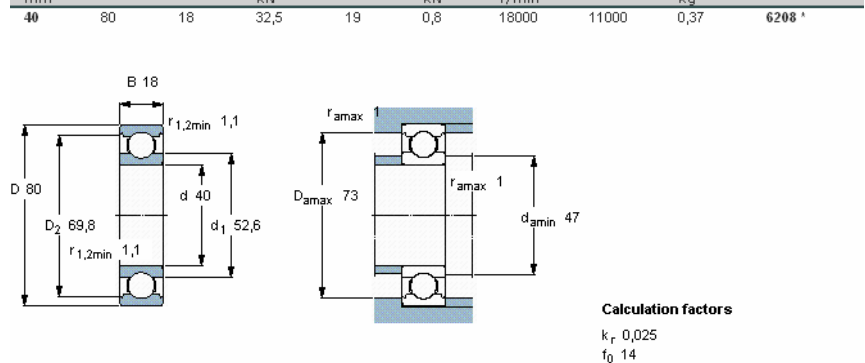
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	T	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	* - SKF Exp



2. Kuličková ložiska dle SKF:

6208* (L_B)

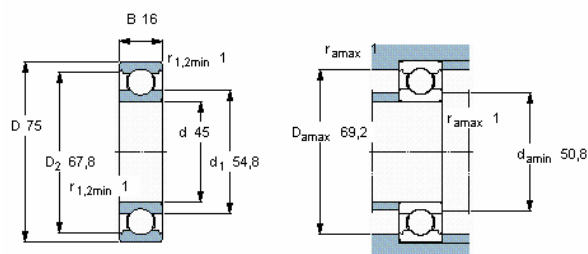
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	* - SKF Exp



(Pokračování přílohy č.16)

6009* (L_E)

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static	P _u	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN	C ₀	kN	r/min		kg	* - SKF Ex
45	75	16	22,1	14,6	0,64	20000	12000	0,25	6009 *

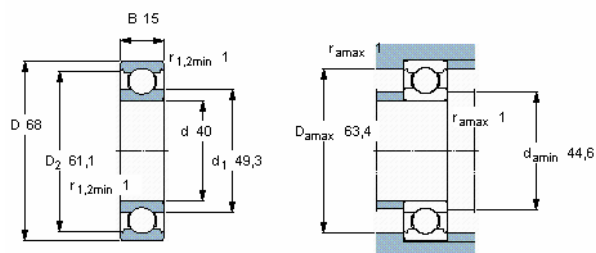


Calculation factors

k_r 0,025
 f_0 15

6008* (L_F)

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static	P _u	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN	C ₀	kN	r/min		kg	* - SKF Ex
40	68	15	17,8	11,6	0,49	22000	14000	0,19	6008 *



Calculation factors

k_r 0,025
 f_0 15

3. Samomazné pouzdro dle ČSN:

POUZDRO A 28/33 x 20 ČSN 02 3481 SŽ – M (L_A)

Výsledky výpočtu ekvivalentního zatížení kuželíkových ložisek (L_C a L_D)

(Příloha č.17)

1. Kuželíkové ložisko L_C

Silniční převod

Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "Equivalent dynamic bearing load"

See section "Equivalent static bearing load"

Bearing 33112/Q

C , kN 117

C_0 , kN 170

F_r , kN 14.9

F_a , kN 8.6

Calculate

e 0.4

X 0.4

Y 1.5

P , kN 18.9

L_{10} [Mrev] 440

X_0 0.5

Y_0 0.8

P_0 , kN 14.3

Terénní převod

Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "Equivalent dynamic bearing load"

See section "Equivalent static bearing load"

Bearing 33112/Q

C , kN 117

C_0 , kN 170

F_r , kN 29.8

F_a , kN 17.1

Calculate

e 0.4

X 0.4

Y 1.5

P , kN 37.6

L_{10} [Mrev] 44

X_0 0.5

Y_0 0.8

P_0 , kN 28.6

2. Kuželíkové ložisko L_D

Silniční převod

Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "Equivalent dynamic bearing load"

See section "Equivalent static bearing load"

Bearing 30211 J2/Q

C , kN 104

C_0 , kN 106

F_r , kN 8.1

F_a , kN 2.73

Calculate

The given F_a is replaced by the required F_a that is created in a normal arrangement

e 0.4

X 1

Y 0

P , kN 8.1

L_{10} [Mrev] 4960

X_0 0.5

Y_0 0.8

P_0 , kN 6.24

Terénní převod

Equivalent bearing loads and basic rating life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "Equivalent dynamic bearing load"

See section "Equivalent static bearing load"

Bearing 30211 J2/Q

C , kN 104

C_0 , kN 106

F_r , kN 16.1

F_a , kN 5.43

Calculate

The given F_a is replaced by the required F_a that is created in a normal arrangement

e 0.4

X 1

Y 0

P , kN 16.1

L_{10} [Mrev] 500

X_0 0.5

Y_0 0.8

P_0 , kN 12.4

Výsledky výpočtu životnosti kuželíkových ložisek (L_C a L_D)

(Příloha č.18)

1. Kuželíkové ložisko L_C

Silniční převod

Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "SKF rating life"

Select η_c	Bearing	33112/Q
0.5	d, mm	60
	D, mm	100
	C, kN	117
	P_u , kN	19.6
	P , kN	18.9
	n , r/min	2612
	v , mm ² /s	50
	Calculate	

		L_{10}	440		L_{10h}	2780
K	6.02					
v_1	8.3					
a_{SKF}	6.07	L_{10m}	2650		L_{10mh}	16900
Old a_{23} method for comparison						
a_{23}	2.5	L_{10a}	1090		L_{10ah}	6950

Terénní převod

Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "SKF rating life"

Select η_c	Bearing	33112/Q
0.5	d, mm	60
	D, mm	100
	C, kN	117
	P_u , kN	19.6
	P , kN	37.6
	n , r/min	1306
	v , mm ² /s	50
	Calculate	

		L_{10}	44		L_{10h}	560
K	4.35					
v_1	11.5					
a_{SKF}	1.89		L_{10m}	83		L_{10mh} 1060
Old a_{23} method for comparison						
a_{23}	2.5		L_{10a}	110		L_{10ah} 1400

2. Kuželíkové ložisko L_C

Silniční převod

Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "SKF rating life"

Select η_c	Bearing	30211 J2/Q
0.5	d, mm	55
	D, mm	100
	C, kN	104
	P_u , kN	12
	P , kN	8.1
	n , r/min	2612
	v , mm ² /s	50
	Calculate	

		L_{10}	4960	L_{10h}	31600
K	5.93				
v_1	8.43				
a_{SKF}	37.6	L_{10m}	186300	L_{10mh}	> 1000000
Old a_{23} method for comparison					
a_{23}	2.5	L_{10a}	12400	L_{10ah}	79100

Terénní převod

Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

See section "SKF rating life"

Select η_c	Bearing	30211 J2/Q
0.5	d, mm	55
	D, mm	100
	C, kN	104
	P_u , kN	12
	P , kN	16.1
	n , r/min	1306
	v , mm ² /s	50
	Calculate	

		L_{10}	500		L_{10h}	6410
K	4.28					
v_1	11.7					
a_{SKF}	6.15	L_{10m}	3090		L_{10mh}	39400
Old a_{23} method for comparison						
a_{23}	2.5	L_{10a}	1250		L_{10ah}	16000